



Universidad Nacional Mayor de San Marcos
Universidad del Perú. Decana de América
Facultad de Ciencias Físicas
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos

**Cálculo y selección de equipos de un sistema de aire
acodicionado para salas blancas en instalaciones
hospitalarias**

TESIS

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR

César Markus ALPACA CHACÓN

ASESOR

Dr. César Alejandro QUISPE GONZALES

Lima, Perú

2019



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

Referencia bibliográfica

Alpaca, C. (2019). *Cálculo y selección de equipos de un sistema de aire acondicionado para salas blancas en instalaciones hospitalarias*. Tesis para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos. Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos, Facultad de Ciencias Físicas, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Lima, Perú.

HOJA DE METADATOS COMPLEMENTARIOS

CODIGO ORCID DEL AUTOR:

CODIGO ORCID DEL ASESOR: 0000-0003-3906-7221

DNI: 25786832

GRUPO DE INVESTIGACIÓN: Trabajo Individual

INSTITUCIÓN QUE FINANCIA PARCIAL O TOTALMENTE LA INVESTIGACIÓN: Recursos propios.

UBICACIÓN GEOGRÁFICA DONDE SE DESARROLLÓ LA INVESTIGACIÓN. DEBE INCLUIR LOCALIDADES Y COORDENADAS GEOGRÁFICAS:

HUARAL

11°30'03"S

77°12'33"O

AÑO O RANGO DE AÑOS QUE LA INVESTIGACIÓN ABARCÓ:

Abril 2016 a Julio 2019.



FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO
PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO DE FLUIDOS
MODALIDAD (M-1)

Siendo las 18:30 horas del jueves 17 de octubre de 2019, en el Auditorio de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos, bajo la presidencia del Dr. Ing. MIGUEL ANGEL ORMEÑO VALERIANO y con la asistencia del asesor Dr. Ing. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES, y miembros Mg. Ing. ELISEO PAEZ APOLINARIO y Mg. Ing. ADOLFO CARLOS LOZADA PEDRAZA de conformidad con la Resolución Rectoral N° 01934-R-02 que aprueba las diferentes modalidades de Titulación Profesional, se dio inicio a la Sesión Pública de Sustentación de Tesis para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos, del Bachiller:

CÉSAR MARKUS ALPACA CHACÓN

Dando lectura al Resumen del Expediente, el Presidente del Jurado, invita al Bachiller CÉSAR MARKUS ALPACA CHACÓN a realizar la Exposición del Trabajo de Tesis titulada: "CÁLCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA SALAS BLANCAS EN INSTALACIONES HOSPITALARIAS".

Concluida la exposición del candidato y luego de las preguntas de rigor por parte del Jurado, el Presidente del mismo, invitó al Bachiller a abandonar momentáneamente la Sala de Sesión para dar paso a la deliberación y calificación por parte del Jurado.

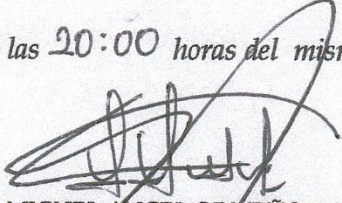
Al término de la deliberación del Jurado, se invitó al candidato a regresar a la Sala de Sesión, para dar lectura a la calificación obtenida por el Bachiller, la misma que es:

.....CATORCE.....

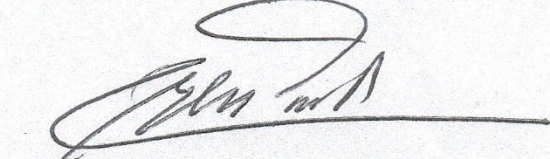
.....14.....

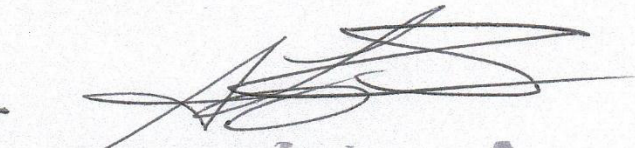
El Presidente del Jurado Ing. MIGUEL ANGEL ORMEÑO VALERIANO, a nombre de la Nación y de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, declaró al Bachiller CÉSAR MARKUS ALPACA CHACÓN, Ingeniero Mecánico de Fluidos.

Siendo las 20:00 horas del mismo día, se levanta la sesión.


Dr. Ing. MIGUEL ANGEL ORMEÑO VALERIANO
PRESIDENTE


Dr. Ing. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES
ASESOR


Mg. Ing. ELISEO PAEZ APOLINARIO
MIEMBRO


Mg. Ing. ADOLFO CARLOS LOZADA PEDRAZA
MIEMBRO

DEDICATORIA

Mi tesis la dedico con todo mi amor a mi amada madre Flor de María y hermana Karin quienes con todo su apoyo y mayor voluntad permanentemente me motivaron a seguir adelante, persevere y logre mis sueños.

A todos mis maestros, compañeros y amigos, quienes sin esperar nada a cambio compartieron su conocimiento, ejemplo de vida, alegrías y tristezas y a todas aquellas personas que estuvieron presentes a mi lado apoyándome y lograron que este objetivo se haga realidad.

A Dios, por ser la luz que siempre me alumbró en todo momento.

AGRADECIMIENTO

A mi asesor de tesis Dr. Ing. César Quispe por su seguimiento, orientación y dedicación durante todo el crecimiento de la tesis.

A mis padres, abuelos y hermanos por enseñarme que el esfuerzo y dedicación son la manera más adecuada de lograr objetivos en la vida.

A la E.P. de Ingeniería Mecánica de Fluidos de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, alma mater y en especial a mis profesores por sus permanentes evaluaciones y consejería lo cual permitió en mi persona potenciar mis cualidades humanas y profesionales.

A la Empresa Tratamiento de Aire S.A.C., por su disposición, apoyo y la oportunidad para mostrar mi profesionalismo.

Y a todas aquellas personas que de alguna forma participaron y me apoyaron en la ampliación de la presente tesis.

RESUMEN

En la presente Tesis *Cálculo y Selección de Equipos de un Sistema de Aire Acondicionado para Salas Blancas en Instalaciones Hospitalarias*, se tratará de analizar la ampliación, metodología y selección de equipos del modelo de climatización en base a cálculos de ingeniería de una sala blanca adecuándolo a la normativa vigente de la ISO 14644-1, la teoría involucrada con termodinámica, Transf. de Cal., mecánica de fluidos, hidráulica y bombas, ventiladores y compresores, además de información de la Asociación Americana de Ingenieros en Climatización, *Ashrae*.

Siendo una de las principales conclusiones a las alternativas planteadas, para mantener el riguroso control de Temp. y humedad en todo mes del año (Confort de Temp. entre 22 y 26°C y HR entre 50 y 60%) que, el consumo energético por refrigeración y/o calefacción tiende a cero a las Temp.s exteriores entre 16.5 y 20.2°C. Ello debido a que se logrará el confort térmico por las *cargas interiores* explicado dentro de la presente tesis.

El capítulo uno detalla las generalidades como ubicación, clima, antecedentes y plantea los objetivos de la tesis. El capítulo dos introduce el fundamento teórico que enmarca los conocimientos que aborda la tesis. El capítulo tres detalla los cálculos psicrométricos, de Transf. de Calor gracias a barreras y de cargas térmicas interiores y exteriores efectivos que son la base para la selección de equipos de climatización a 100% aire exterior. El capítulo cuatro hace un resumen de las características técnicas de equipos y accesorios y presenta un análisis y discusión de resultados. Finalmente se determinan las conclusiones y recomendaciones, bibliografía y anexos como planos y tablas del modelo de climatización.

Palabras clave: Climatización, HVAC, ATU, Calor, y eficiencia estándar de aire.

INTRODUCCION

En la presente tesis se detalla el procedimiento de cálculo de un modelo de climatización tipo sala limpia ISO Clase 8 de acuerdo con el límite de clases del estándar ISO 14644-1, la cual considera una cantidad máxima de 100,000 partículas por cada pie cúbico de recinto cerrado para partículas de hasta 0.50 μ m. Considerando 100% inyección de aire exterior más un modelo de filtración terminal de 99.97% de eficiencia a partículas de 0.50 micras y un modelo de extracción de aire viciado.

Además, presenta información técnica relevante referente a los sistemas HVAC (por sus siglas en ingles Heating, Ventilating and Air Conditioning), la cual describe los procesos de climatización, brindando a un espacio cerrado condiciones adecuadas de confort, tales como Temp., humedad relativa, eficiencia estándar de aire (filtrado), presión diferencial, renovación de aire exterior mínima, nivel sonoro, necesarias para el bienestar de las personas y/o conservación de las cosas, los cuales tienen aplicación práctica en los modelos de salas blancas.

El presente estudio ha sido enriquecido con catálogos, figuras, planos, y tablas que son necesarios para conseguir el objetivo de la presente tesis, que es calcular y dimensionar todos los elementos que constituyen un modelo de climatización de una sala limpia Clase ISO 8, para el Hospital San Juan Bautista.

Los cálculos preliminares y de ingeniería tomaron como información base el 2009 ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS AND APPLICATIONS, por cuanto considero es el manual de mayor y más completo contenido y análisis publicado en cuanto a modelos de climatización y refrigeración, además por su trascendencia Internacional.

INDICE GENERAL

DEDICATORIA	I
AGRADECIMIENTO	II
RESUMEN	III
INTRODUCCION	IV
INDICE GENERAL	V
INDICE DE FIGURAS	VII
INDICE DE TABLAS	IX
CAPITULO I. ASPECTOS PRELIMINARES Y PLANTEAMIENTOS	1
1.1.- Antecedentes	1
1.2.- Ubicación y Clima	2
1.3.- Fundamentación y planteamiento del problema	3
1.4.- Hipótesis.	3
1.5.- Variables	3
1.6.- Limitación del Tema	3
1.7.- Objetivos	4
CAPITULO II. MARCO TEORICO GENERAL Y ESPECIFICO	5
2.1- Conceptos de Mecánica de Fluidos	5
2.2.- Ecuaciones Fundamentales de Mecánica de Fluidos	6
2.3.- Conceptos Termodinámicos	7
2.4.- Temp. y Calor	10
2.5.- Primera Ley de la Termodinámica	12
2.6.- Transf. de Cal.	21
2.7.- El Aire	31
2.8.- El Ruido Los Decibelios	37
2.9.- El Agua	39
2.10.- Psicrometría	41
2.11.- Ventilación de Locales Húmedos	44
2.12.- Depuración de Aire	46
2.13.- Filtros de Aire	48
2.14.- Pérdida de Carga	50
2.15.- Confort	50
2.16.- Salas Limpias - Normativa Vigente	51
2.17.- Clasificación de la Limpieza del Aire según ISO 14644-1 1999	55
2.18.- Control de Material Particulado	57
2.19.- Contador de Partículas	59
CAPITULO III. CALCULOS PRELIMINARES Y DE INGENIERIA	61
3.1.- Datos Generales hidrometeorológicos del lugar de análisis.	61
3.2.- Datos de confort	62
3.3.- Resumen de cálculos Psicrométricos	63
3.4.- Cálculos de Ganancia de Calor gracias a barreras	68
3.5.- Diferencia equivalente de Temp.: ΔT_e	72

3.6.- Carga real de refrigeración	76
3.7.- Carga por radiación a través de cristales	77
3.8.- Ganancia de calor por infiltración de aire	79
3.9.- Ganancia de calor por ventilación de aire	81
3.10.- Ganancia Interiores.....	82
3.11.- Resumen de Cargas Térmicas Totales.....	85
3.12.- Cálculos a 100% Aire Exterior.....	90
3.13.- Cálculo de los parámetros fundamentales	91
3.14.- Tabla de Cálculo de Caída de Presión Booster de salas UCI.	104
3.15.- Comparativo Selección Boosters y cálculo de potencias.	106
3.16.- Vista Isométrica del Modelo.....	109
CAPITULO IV. CARACTERISTICAS TECNICAS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	111
4.1.- Equipos de Ventilación Mecánica	111
4.2.- Modelo de Contención y Captura	112
4.3.- Equipos de Aire Acondicionado.....	113
4.4.- Modelo de Refrigeración y Drenaje	114
4.5.- Modelo de Filtración	116
4.6.- Manómetro Diferencial.....	117
4.7.- Planos del Modelo	117
4.8.- Análisis de los Resultados Obtenidos.....	118
4.9.- Discusión de Resultados	118
CONCLUSIONES	119
RECOMENDACIONES	121
BIBLIOGRAFIA Y REFERENCIAS	123
ANEXOS	124
TABLAS ANEXOS.....	125
PLANOS	150

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Humedad relativa sobre los contaminantes y efectos en las personas	1
Figura 2. Representación de procesos y propiedades.	9
Figura 3. Presión contra Temp. de gases	11
Figura 4. Equivalente Mecánico del Calor	12
Figura 5. Transferencia de trabajo.	13
Figura 6. Procesos con el mismo cambio de estado	14
Figura 7. Trabajo de flecha sobre el modelo	15
Figura 8. Calor entregado al modelo.	15
Figura 9. Expansión libre en el experimento Joule.	18
Figura 10. Mecanismos de T. de C.	22
Figura 11. T. de Calor gracias a cristales de una ventana.	23
Figura 12. Distribución de Temp. por conducción.	23
Figura 13. Variación de la conductividad térmica de fluidos comunes.	24
Figura 14. Perfil de Celeridad (Vel.) y Temp. en proceso por convección de una placa calentada.	25
Figura 15. Distribución de Celeridad (Vel.) y Temp. por convección natural en placa inclinada.	25
Figura 16. Diagrama esquemático de la radiación entre un cuerpo y el recinto.	26
Figura 17. Contacto físico entre dos losas sólidas.	28
Figura 18. Circuito térmico con conducción y convección en serie.	29
Figura 19. Circuito térmico por conducción entre dos convecciones.	30
Figura 20. T. de C. por convección entre dos corrientes de fluido en un intercambiador de placas.	31
Figura 21. Volumen de control para la 1ra Ley de la termodinámica.	31
Figura 22. Celeridad (Vel.) de Aire.	32
Figura 23. Efectos de la Celeridad (Vel.) del aire	34
Figura 24. Sonda de Prandtl	34
Figura 25. Clase de Aire y Contaminación.	35
Figura 26. Control y contaminación del gas radón.	36
Figura 27. El Ruido	37
Figura 28. El ruido y tráfico intenso.	38
Figura 29. Ambiente industrial y el ruido.	38
Figura 30. Ciclo hidrológico del agua	39
Figura 31. Termómetro de bulbo húmedo y bulbo seco.	41
Figura 32. Proceso dinámico de T. de C. en la determinación de la Temp. del bulbo húmedo.	42
Figura 33. Diagrama psicrométrico	43
Figura 34. Ventilación y Humedad en interiores.	44
Figura 35. Clase de aire interior y la humedad	45
Figura 36. Tamaño de partículas de tipos de polvo	46
Figura 37. Contaminantes y sus tipos de filtros.	47
Figura 38. Diagrama psicrométrico y confort	51
Figura 39. Fotómetro portátil 2H con generador de aerosol.	58
Figura 40. Contador de partículas Modelo: P611	59
Figura 41. Representación Gráfica del proceso característico de verano	61
Figura 42. Diagrama de confort térmico	63
Figura 43. Esquema de instalación del proceso característico en verano	90
Figura 44. Representación gráfica del proceso característico en verano.	90
Figura 45. Obtención del punto de rocío en la batería.	95
Figura 46. Temp. y entalpía de mezcla.	96
Figura 47. Representación gráfica de la deshumidificación por enfriamiento	98

Figura 48. Proceso de trabajo deshumidificador más resistencia (heater)	99
Figura 49. Deshumidificación por Silikagel.....	100
Figura 50. Proceso de deshumidificación por bomba de calor	100

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Los tres modos de T. de C.....	27
Tabla 2. Escala de Beaufort y sus Celeridad (Vel.)es del aire.....	32
Tabla 3. Efecto del aire sobre el cuerpo humano.	33
Tabla 4. Celeridad (Vel.) del aire atendiendo al ruido	33
Tabla 5. Niveles de sustancias de contaminantes del aire	36
Tabla 6. Componentes del aire seco	37
Tabla 7. Resistencia física y química de materiales de filtros.....	48
Tabla 8. Características de Filtros.	50
Tabla 9. Guía Clase de aire interior. Referencia valores límite OMS	52
Tabla 10. Resultados Psicrométricos N 01	67
Tabla 11. Resultados Psicrométricos N 02	68
Tabla 12. Resistencia de ladrillos por espesores	69
Tabla 13. Resistencias totales paredes y techos en 04 alternativas	72
Tabla 14. Coeficientes globales de transferencia en paredes y techos 4 alternativas.....	72
Tabla 15. Cargas sensibles en watts por paredes y techos 4 alternativas	72
Tabla 16. Relación de los factores térmicos entre el hemisferio norte y sur	73
Tabla 17. Temp. aporte solar.	74
Tabla 18. Incremento de Temp.s equivalente a 4 alternativas.....	76
Tabla 19. Coeficiente Global de Cristales ($W/m^2-^{\circ}C$)	77
Tabla 20. Cargas reales en $Kcal/hr-m^2$ por cristales 4 alternativas	78
Tabla 21. Cargas reales instantánea por calor radiante en cristales.....	79
Tabla 22. Cargas en cristales por diferencia de Temp.s exterior-interior.....	79
Tabla 23. Cargas totales en cristales en watts	79
Tabla 24. Cargas por infiltración en puertas y ventanas 4 alternativas	81
Tabla 25. Cargas sensibles y latentes por ventilación	82
Tabla 26. Cargas unitarias personas en watts 4 alternativas.....	83
Tabla 27. Cargas sensibles y latentes por personas 4 alternativas.....	83
Tabla 28. Inventario de máquinas en watts - Elaboración propia	85
Tabla 29. Resumen de cargas por zonas en verano a $T = 29.0^{\circ}C$	86
Tabla 30. Resumen de cargas por zonas en invierno a $T = 13.0^{\circ}C$	87
Tabla 31. Resumen de cargas por zonas en primavera-otoño a $T = 19.4^{\circ}C$	88
Tabla 32. Resumen de cargas por zonas a T óptima $T = 17.2^{\circ}C$	89
Tabla 33. Clasificación de los parámetros fundamentales Ref.: Carrier (2009).....	91
Tabla 34. Resumen de cargas por zonas para cálculo de gasto de abastecimiento	94
Tabla 35. Calibre de ductos y medidas de empalmes por ancho mayor de ducto rectangular	112
Tabla 36. Características de la tubería de cobre por diámetros	115

CAPITULO I. ASPECTOS PRELIMINARES Y PLANTEAMIENTOS

1.1.- Antecedentes

Con la finalidad de mejorar los modelos de salud, el gobierno peruano a través de su sector salud, viene incorporando en sus proyectos hospitalarios modelos de aire acondicionado y sala limpia para las salas de Unidad de Cuidados Intensivos (UCI), UCI intermedios y sala de aislados.

Se sabe que los microorganismos, bacterias y virus, así también como esporas, se multiplican mucho menos a condiciones de confort térmico, además que, si se añaden modelos adecuados de filtración como los filtros HEPA (High Efficiency Particulate Air), los niveles de contaminación se reducen obteniéndose ambientes limpios, aceptados y reglamentados por los órganos nacionales e internacionales en la materia, tales como el MINSA, INDECI, ASHRAE, ISO, FDA, GMP, ANSI, ASTM entre los más importantes.

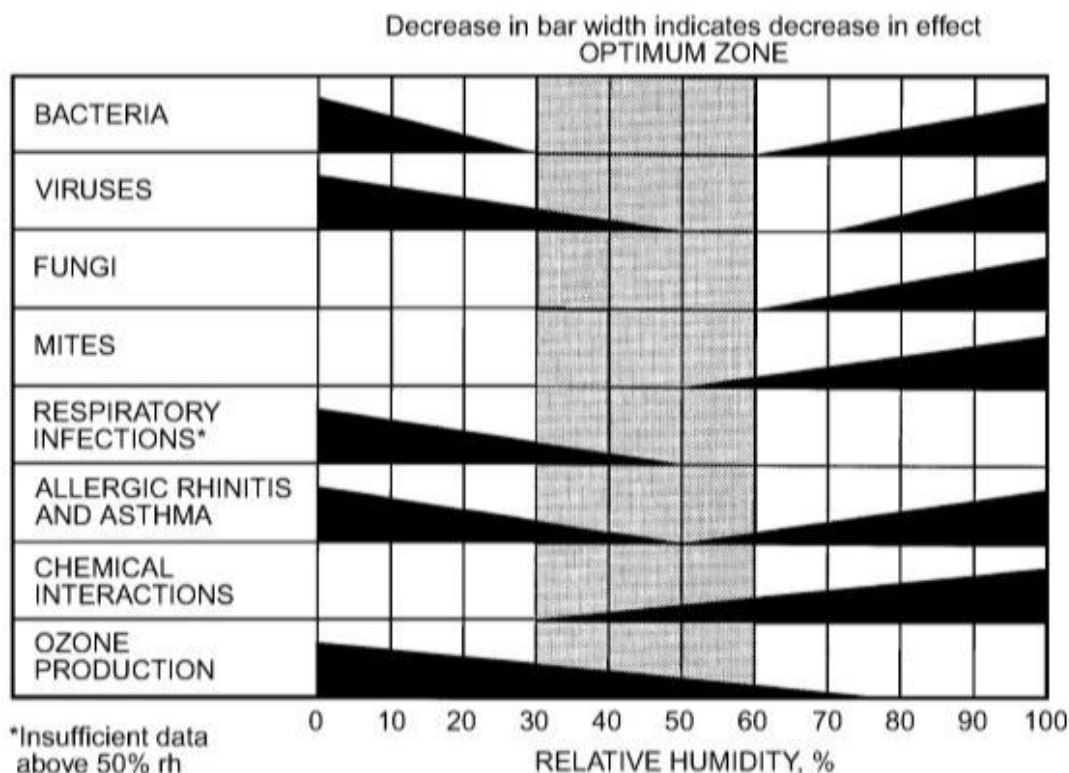


Fig. 1 Optimum Humidity Range for Human Comfort and Health
(Adapted from Sterling et al. 1985)
(2008 HVAC Systems and Equipment, Chapter 21, p. 1)

Figura 1. Humedad relativa sobre los contaminantes y efectos en las personas

Fuente: ASHRAE (2009) "Fundamentals, Ashrae Handbook", USA.

En este contexto, crear un ambiente limpio exento de partículas, moho, virus y bacterias ayudarán a mejorar el estándar de vida de personas que usan y están involucradas al modelo de salud pública del Hospital San Juan Bautista, adecuándolas a las normas actuales que se exigen para el funcionamiento de estas instalaciones.

Cabe destacar que la no observación de las normas, conlleva a la siguiente sintomatología relacionada con el SEE (Síndrome del edificio Enfermo) se resume en:

Síntomas oculares, síntomas de las vías respiratorias superiores, síntomas cutáneos, síntomas pulmonares, síntomas generales, dolor de cabeza, somnolencia, letargo, dificultad de concentración, irritabilidad, mareos, etc.

Factores Físicos: Humedad relativa, confort térmico, iluminación, ruido y vibraciones.

Factores Químicos: Productos de combustión, materiales de construcción, productos de consumo.

Factores Biológicos: Agentes infecciosos se transmiten más fácilmente en ambientes cerrados que en el exterior debido al ambiente menos diluido y un mayor contacto entre personas. Enfermedades como gripe, sarampión, tuberculosis; y legionella en ambientes húmedos.

Factores Psicosociales: Aumenta el estrés del personal, el tiempo de trabajo, el contenido de la tarea, la comunicación y relación, etc. Pueden afectar haciendo a las personas más influenciable por los factores ambientales.

Fuente: Adellac A., “http://www.seslap.com/seslap/html/curCong/congresos/xixcongreso/jueves_26/bastida/mesa6/ana_adellac.pdf”

1.2.- Ubicación y Clima

El estudio se encuentra ubicado en el distrito de Huaral, provincia de Chancay, departamento de Lima. Sobre una altitud de 188 msnm, a 78 km de la ciudad de Lima.

Huaral cuenta con una población de 190,501 habitantes.

CLIMA

Temp. máxima (verano)	: 29.0 °C.
Temp. media anual	: 19.4°C.
Temp. mínima (invierno)	: 13.0 °C.
Humedad relativa (verano)	: 77 %
Humedad relativa (invierno)	: 85 %
Precipitación media anual	: 3.0 mm.

Celeridad (Vel.) del viento : 14 KPH.

Dirección predominante del viento : SO

Extraído de: Climate-data.org, “ <https://es.climate-data.org/america-del-sur/peru/lima/huaral-29529/> “

1.3.- Fundamentación y planteamiento del problema

El tema que se propone para el proyecto de Tesis se encuadra dentro de los Modelos de Climatización, está relacionado a la climatización de salas blancas aplicado a Instalaciones Hospitalarias, basado en los conceptos y principios estudiados durante la formación en Ingeniería Mecánica de Fluidos, particularmente en los cursos de Mecánica de Fluidos, Termodinámica, Transf. de Cal., Hidráulica y Bombas, Ventiladores y Compresores.

Una sala blanca, cuarto limpio o sala limpia (en inglés, **Cleanroom**) es una sala especialmente diseñada para obtener bajos niveles de contaminación. Estas salas tienen que tener los parámetros ambientales estrictamente controlados: partículas en el aire, Temp., humedad, flujo de aire, presión interior de salas, iluminación.

Entre los interrogantes más importantes que plantea responder la presente Tesis están,

1. ¿Cuál es la capacidad adecuada de equipos y accesorios a instalarse en el Hospital?,
2. ¿Qué tipo de filtros son los adecuados para capturar este tipo de contaminantes existentes en un centro de salud público?, y
3. ¿Qué normas regulan un modelo de sala limpia y cuál es su aplicación práctica?

1.4.- Hipótesis.

¿Los cálculos hallados en la presente Tesis serán contundentes?, es decir, ¿mejorará el estándar de vida de las personas que ingresen a las salas en estudio? Se sugiere como medio probatorio a la presente hipótesis toma de resultados de Temp. y humedad relativa, con un termómetro láser.

1.5.- Variables

Se analizarán las siguientes variables:

- ✓ Temp.
- ✓ Humedad
- ✓ Eficiencia estándar de aire

1.6.- Limitación del Tema

El presente proyecto de Tesis se encuadra en el análisis y cálculos demostrativos para la

selección de equipos adecuados de aire acondicionado y ventilación mecánica para el sector salud, particularmente el Hospital Regional de Huaral.

Se utilizarán ecuaciones de hidráulica en modelos confinados, ecuaciones de termodinámica asociados a la conservación de la energía, ecuaciones de Transf. de Cal. y balance energético, y otras relacionadas a los modelos de ventilación.

No se ha de desarrollar tópicos relacionados a costos, diseño de equipos, ni tópicos relacionados a contaminación ambiental.

1.7.- Objetivos

1.7.1.- Objetivo General

El objetivo general del presente trabajo es calcular y dimensionar todos los elementos que constituyen un modelo de climatización a sala limpia Clase ISO 8, para el Hospital San Juan Bautista.

1.7.2.- Objetivo Específico

- OE 01:** Calcular todas las cargas, parámetros y variables térmicos de Transf. de Cal. en paredes, ventanas y techos, dada la arquitectura de la edificación.
- OE 02:** Calcular los parámetros psicrométricos dadas las condiciones exteriores e interiores de sala.
- OE 03:** Determinar la carga total de la ATU (Unidad de tratamiento de aire) dado que será un modelo a 100% aire exterior.
- OE 04:** Determinar las cargas totales sensibles y latentes de salas UCI, en estación de verano, invierno y promedio (primavera/otoño), además de estimar la Temp. óptima exterior para carga total sensible cero, a condiciones de confort mínimo.
- OE 05:** Selección de equipos para el modelo propuesto.

CAPITULO II. MARCO TEORICO GENERAL Y ESPECIFICO

2.1- Conceptos de Mecánica de Fluidos

Tipos de Flujos:

Según Rozas A. (1995) “Al movimiento de un fluido se le denomina flujo de un fluido, puede clasificarse de muchas maneras, tales como turbulento, laminar, real, ideal, reversible, irreversible, permanente, no permanente, uniforme y no uniforme”.

a.- **Flujo Turbulento:** Según Rozas (1995) “El flujo turbulento es el más frecuente en las aplicaciones prácticas de la ingeniería, en esta clase de flujo las partículas de fluido (pequeñas masas moleculares) se mueven siguiendo trayectorias muy irregulares, originando un intercambio de cantidad de movimiento de una porción del fluido a otra, de manera que las partículas fluidas implicadas en el intercambio de cantidad de movimiento pueden tener desde un tamaño muy pequeño (unas pocas miles de moléculas) hasta uno muy grande” (miles de metros cúbicos en un gran remolino dentro de un río o en una tormenta atmosférica).

b.- **Flujo Laminar:** Según Rozas (1995) “En el flujo laminar las partículas del fluido se mueven a lo largo de trayectorias lisas en capas o láminas, deslizándose una capa sobre la adyacente. En el flujo laminar se cumple la ley de Newton de la viscosidad.

En este flujo la acción de la viscosidad frena a la turbulencia, pero en cambio es poco estable cuando es pequeña la viscosidad o grande Celeridad (Vel.) o el gasto y se rompe transformándose en un flujo turbulento. En los casos en que el flujo puede ser unas veces turbulento y otras veces laminar, el turbulento origina mayor cortadura o esfuerzos de corte y produce más irreversibilidad y pérdidas de energía”.

c.- **Fluido Ideal:** Según Rozas (1995) “Es el fluido que carece de rozamiento y además es incompresible en los casos en que intervienen grandes extensiones de fluido, como es el movimiento de un submarino bajo el océano o un avión en la atmósfera es útil la hipótesis simplificada de un fluido ideal. Un fluido ideal es el que se supone que tiene viscosidad nula y sus procesos son reversibles”.

d.- **Flujo Permanente:** Según Rozas (1995) “Se dice que el flujo es permanente cuando las propiedades del fluido no cambian con el tiempo”. Asimismo, en el flujo permanente no hay cambios en la densidad, ni en la presión, ni en la Temp.; por lo que podemos escribir:

$$\frac{\partial \mu}{\partial t} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = 0; \frac{\partial P}{\partial t} = 0; \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0; \frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad (2.1)$$

2.2.- Ecuaciones Fundamentales de Mecánica de Fluidos

2.2.1.- Ecuación de Continuidad

Según Buffa (2009) “Si no hay pérdidas de fluido dentro de un tubo uniforme, la masa de fluido que entra en un tubo en un tiempo dado debe ser igual a la masa que sale del tubo en el mismo tiempo (por la conservación de la masa)”.

Este resultado se denomina ecuación de continuidad.

Si un fluido es incompresible, su densidad ρ es constante, así que para un fluido incompresible.

$$\begin{aligned} A_1 v_1 &= A_2 v_2 \quad \text{o sea} \\ A v &= cte \quad (2.2) \end{aligned}$$

Es decir,

$$v_2 = \left(\frac{A_1}{A_2} \right) v_1 \quad (2.3)$$

Y según Buffa (2009) “ v_2 es mayor que v_1 si A_2 es menor que A_1 . Este efecto es evidente en la experiencia común del agua sale con mayor celeridad (Vel.) de una manguera provista con una boquilla que de la misma manguera sin boquilla”.

2.2.2.- Ecuación de Bernoulli

Según Buffa (2009) “La conservación de energía, o teorema trabajo-energía, da pie a otra relación muy general para el flujo de fluidos. El primero en deducir esta relación fue el matemático suizo Daniel Bernoulli (1700-1782) en 1738, y la ecuación siguiente recibe su nombre”.

$$\begin{aligned} P_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g y_1 &= P_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g y_2 \\ p + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho g y &= cte. \quad (2.4) \end{aligned}$$

2.2.3.- Viscosidad

Según Crowe (2007) “La diferencia más importante entre un sólido y un fluido como el aire o el agua es que el esfuerzo cortante en un material sólido es proporcional a la deformación por corte, y el material deja de deformarse cuando se alcanza el equilibrio; mientras que el esfuerzo cortante en un fluido viscoso es proporcional a la rapidez de deformación. La rapidez de deformación es du/dy , donde u es la Celeridad (Vel.) del fluido y y es la distancia medida

desde la pared”, por lo cual el esfuerzo cortante es

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (2.5)$$

Donde τ (tau) es el esfuerzo cortante, μ (mu) es la viscosidad dinámica y du/dy es la rapidez de deformación, también conocida como el gradiente de Celeridad (Vel.) normal a la pared.

La ecuación (2.5) es conocida como ley de viscosidad de Newton.

2.3.- Conceptos Termodinámicos

2.3.1.- Fase

Según Golden (2011) “Es un volumen de material de composición homogénea hasta el nivel molecular. El agua, por ejemplo, puede existir como un gas, un líquido o un sólido. Por lo común, al sólido de agua se le llama hielo. Sin embargo, se han definido 14 fases distintas de agua sólida con diferentes estructuras: una fase amorfa y 13 cristalinas”.

2.3.2.- Modelo

Según Golden (2011) “Es cualquier volumen definido en el espacio con el propósito de analizar su comportamiento. Dentro de este volumen pueden existir una o varias fases. El volumen puede estar dentro de un recipiente o conducto con paredes sólidas, o puede ser una región de espacio con fronteras especificadas geométricamente, que no por necesidad coinciden con una superficie sólida. Por ejemplo, al analizar un avión en vuelo en la atmósfera, se considerará modelo al entorno cercano al avión, cuyo modelo es móvil respecto al espacio circundante”.

2.3.3.- Los alrededores

Según Golden (2011) “constituyen las regiones afuera del modelo que tienen la posibilidad de realizar alguna interacción significativa con el modelo. Es útil distinguir entre los modelos cerrados y abiertos. Un modelo cerrado no intercambia materia con sus alrededores, y un modelo abierto hace tal intercambio. El gas contenido en un cilindro provisto de un émbolo es un ejemplo de un modelo cerrado mientras las válvulas de llegada y escapatoria permanezcan cerradas”.

2.3.4.- Propiedades

Según Golden (2011) “Son condiciones macroscópicas (término que refiere a cantidades de materia con muchas moléculas) que son capaces de medición directa o que se deducen de

tales mediciones. Una propiedad del modelo que es independiente de su masa es una **propiedad intensiva**. La presión y la Temp. son ejemplos de esta clase de propiedad. Ciertas propiedades son proporcionales a la masa presente en una fase y se llaman **propiedades extensivas**". Un ejemplo es el volumen. Cuando se divide el volumen entre la masa de una fase, se obtiene el volumen por unidad de masa (m^3/kg). El volumen es extensivo, pero el **volumen específico** es intensivo.

2.3.5.- Equilibrio

Según Golden (2011) "Se dice que un modelo cerrado está en equilibrio cuando ninguna de sus propiedades muestra una tendencia a cambiar con respecto al tiempo y las propiedades de cada fase presente son uniformes a lo largo de su volumen. La homogeneidad de las fases es necesaria para distinguir entre equilibrio y régimen permanente. En régimen permanente no hay cambios en relación con el tiempo, pero la condición de homogeneidad no es obligatoria".

En su mayoría los problemas más interesantes en ingeniería son los modelos cerrados y en equilibrio, aunque también existen modelos abiertos a régimen no permanente, por ejemplo, un huracán real en la atmosfera estudiado en varias disciplinas científicas.

2.3.6.- Proceso

Según Golden (2011) "Es un cambio de estado. En la termodinámica, una clase importante de proceso es el proceso reversible. La definición ordinaria es que un proceso es reversible si el modelo y los alrededores pueden regresar a sus estados iniciales después de ocurrido el proceso. Dicho de otra forma, se puede borrar todo indicio del proceso tanto en el modelo como en los alrededores".

2.3.7.- Proceso Reversible

Según Golden (2011) "Cuando tanto el modelo como los alrededores pasan por una serie de estados de equilibrio. En tales procesos es fácil comprender que se puede invertir la trayectoria del proceso y regresar el modelo y los alrededores a su condición inicial. Por ejemplo, cuando un gas contenido dentro de un cilindro se expande, el proceso se aproxima a reversible si la presión exterior sobre el pistón es infinitamente menor que la presión interior". El proceso se invierte si la presión exterior es ligeramente mayor que la presión interior.

Según Golden (2011) "La diferencia en la Fig. 2 entre las curvas b y c, es como explica la teoría anterior que un pequeño cambio en el volumen implica un cambio mayor en la presión en procesos reversibles; no así en los procesos irreversibles, en los que un cambio en el

volumen implica una variación pequeña en la presión”.

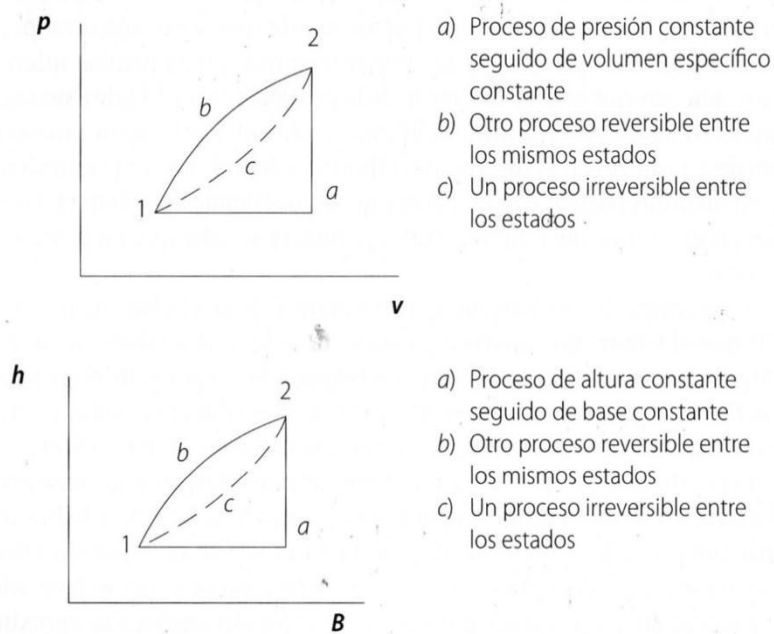


Figura 2. Representación de procesos y propiedades.

Fuente: Golden (2011) “Termodinámica para Ingeniería”, México D.F: Editorial Trillas.

2.3.8- Ley Cero y Definición de Temp.

Según Golden (2011) “La ley cero de la termodinámica se enunció después de la 1ra y 2da ley. Se determinó que esta ley es lógicamente necesaria en el esquema de la termodinámica para definir el concepto de Temp. y justificar el uso de los instrumentos para su medición, o sea de los termómetros. Como toda ley en la ciencia, la ley cero no es demostrable a partir de principios más fundamentales, sino una generalización inductiva acerca del comportamiento de los modelos de la naturaleza”. Como en cualquier caso de una ley científica, se le justifica por el hecho de que no se ha encontrado ningún caso contrario.

Según Golden (2011) “La importancia de este principio es que proporciona la base para la definición de Temp. y el uso de termómetros para su medición. Se puede considerar que el modelo C es el termómetro”.

2.3.9.- Gas Ideal

Según Golden (2011) “La ley de los gases ideales es un modelo matemático del comportamiento de todos los gases a bajas presiones y es uno de los principios más útiles en el cálculo de los procesos en termodinámica. Además, es la base de la definición de la escala de Temp.s absolutas”. Una de las aplicaciones más importante de la ley de los gases ideales es:

$$pv = nRT \quad (2.6)$$

Según Golden (2011) “La constante R se llama **constante universal de los gases**, la cual es igual para todos los gases”:

$$R = 8314.3 \frac{J}{kg - mol - K}$$

2.4.- Temp. y Calor

Según Buffa (2009) “Una buena forma de comenzar a estudiar física térmica es definiendo Temp. y calor. La Temp. es una medida, o indicación, relativa de que tan caliente o fría está una cosa. Decimos que una estufa caliente tiene una Temp. alta y que un cubo de hielo tiene una Temp. baja. Si un objeto tiene una Temp. más alta que otro, decimos que está más caliente”.

“Es decir, **calor** es la energía neta transferida de un objeto a otro debido a una transferencia de Temp.”. Por tanto, el calor es energía en tránsito, por decirlo de alguna manera. Una vez transferida, la energía pasa a formar parte de la energía total de las moléculas del objeto o modelo, su **energía interna**.

Según Buffa (2009) “Cuando se transfiere calor entre dos objetos, se estén tocando o no, decimos que los objetos están en *contacto térmico*. Cuando deja de haber una transferencia neta de calor entre objetos en contacto térmico, han alcanzado la misma Temp. y decimos que están en *equilibrio térmico*”.

2.4.1.- Las Escalas de Temp. Celsius y Fahrenheit

Según Buffa (2009) “Se puede medir la Temp. con un **termómetro**, un dispositivo que aprovecha alguna propiedad de una sustancia que cambia con la Temp. Por fortuna, muchas propiedades físicas de los materiales cambian lo suficiente con la Temp. como para basar en ellas un termómetro. Las dos escalas de Temp. más conocidas son la escala de **Temp. Fahrenheit** (utilizada en Estados Unidos) y la escala de **Temp. Celsius**”. Podemos despejar T_C de la ecuación para convertir de Fahrenheit a Celsius:

$$T_C = 5/9(T_F - 32) \quad (2.7)$$

2.4.2.- Cero Absoluto y la Escala de Temp. Kelvin

Según Buffa (2009) “El producto de la presión y el volumen de una muestra de un gas ideal es directamente proporcional a la Temp. del gas $pV \propto T$. Esta relación permite usar un gas para medir la Temp. en un *termómetro de gas de volumen constante*. Si mantenemos constante el volumen del gas, experimento que es fácil realizar si se usa un recipiente rígido, entonces $p \propto T$ ”.

Según Buffa (2009) “Una gráfica de presión contra Temp. produce una línea recta en este caso (Fig. 3). Como se aprecia en la Fig. 3b, a Temp.s muy bajas, las mediciones con gases reales (puntos de datos en la gráfica) se desvían de los valores predichos por la ley de los gases ideales”.

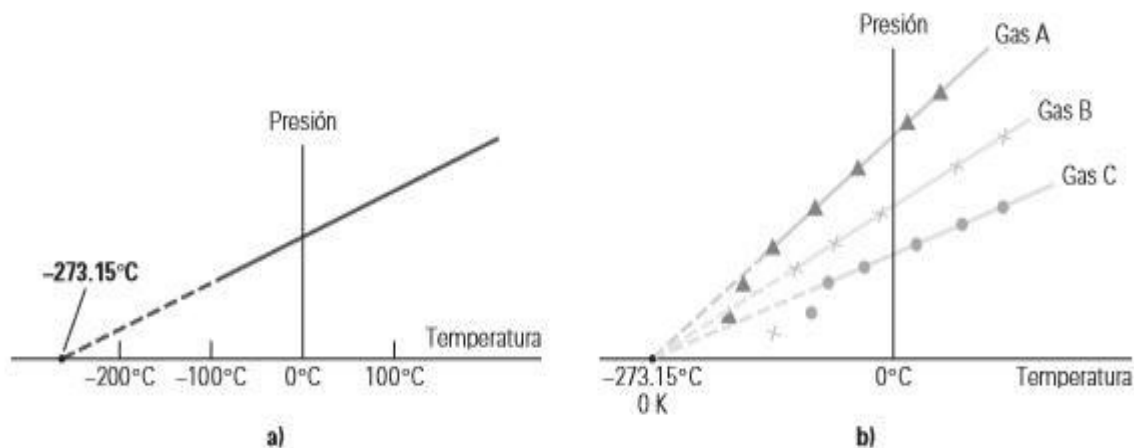


Figura 3. Presión contra Temp. de gases

Fuente: Buffa (2009) “Física (5 ed.), Mexico: Editorial Prentice Hall Pearson.

El kelvin se abrevia K (no °K). En cálculos generales, suele redondearse el 273.15 de la ecuación a 273, es decir”,

$$T_K = T_C + 273 \quad (2.8)$$

2.4.3.- Calor

Según Cengel (2006) “El calor está definido como la forma de energía que se transfiere entre dos modelos (o entre un modelo y sus alrededores) debido a la diferencia de Temp.s. Es decir, una interacción de energía es calor sólo si ocurre debido a una diferencia de Temp. Entonces se deduce que no puede haber ninguna Transf. de Cal. entre dos modelos que se hallan a la misma Temp.”. El calor tiene unidades de energía, es el KJ (o Btu).

2.4.4.- El equivalente Mecánico del Calor

Según Buffa (2009) “La idea de que el calor es en realidad una transferencia de energía es resultado de los trabajos de muchos científicos. Entre las primeras observaciones se cuentan las efectuadas por Benjamín Thompson (Conde de Rumford) mientras supervisaba el barrenado de cañones en Alemania. Rumford notó que el agua que se introducía en el barreno del cañón (para evitar un sobrecalentamiento al perforar) se evaporaba y tenía que reponerse”. Según Buffa (2009) “Joule descubrió que, por cada 4,186 J de trabajo efectuado, la Temp. del agua aumentaba 1°C por Kg, o sea, que 4,186 J equivalía a 1 Kcal”:

$$1 \text{ kcal} = 4,186 \text{ J} = 4.186 \text{ KJ. o sea } 1 \text{ cal} = 4.186 \text{ J}$$

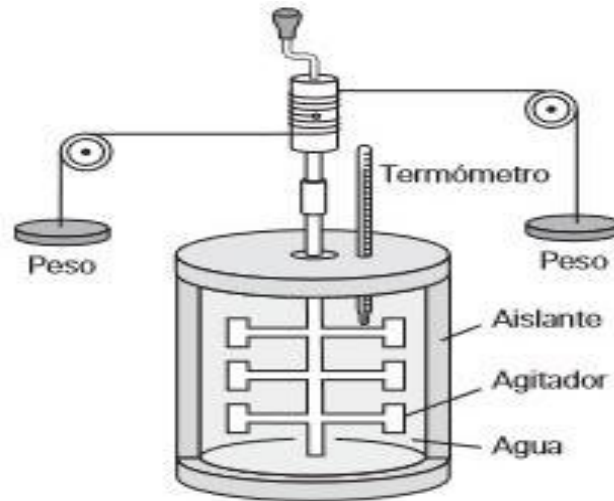


Figura 4. Equivalente Mecánico del Calor

Fuente: Buffa (2009) “Física” (5 ed.), México: Editorial Prentice Hall Pearson.

2.5.- Primera Ley de la Termodinámica

Según Golden (2011) “El trabajo adiabático es igual para todos los procesos entre dos estados terminales fijos. Esta generalización de la experiencia conduce a la definición de nueva propiedad, la energía interna, que junto con la energía cinética y la potencial constituyen la energía total de un modelo. La 1ra ley de la termodinámica expresa la conservación de energía: el cambio de la energía total de un modelo es el resultado de la Transf. de Cal. y trabajo de los alrededores al modelo”.

2.5.1.- Trabajo

Según Golden (2011) “En mecánica, el trabajo es el producto de desplazamiento de un cuerpo y la componente de la fuerza a lo largo de la dirección del desplazamiento (componente paralela). El signo del trabajo según esta definición es positivo cuando la componente paralela de la fuerza coincide con la dirección del desplazamiento. Sin embargo, en termodinámica, generalmente se utiliza una convención contraria: cuando el cuerpo recibe trabajo se considera negativo el signo del trabajo”.

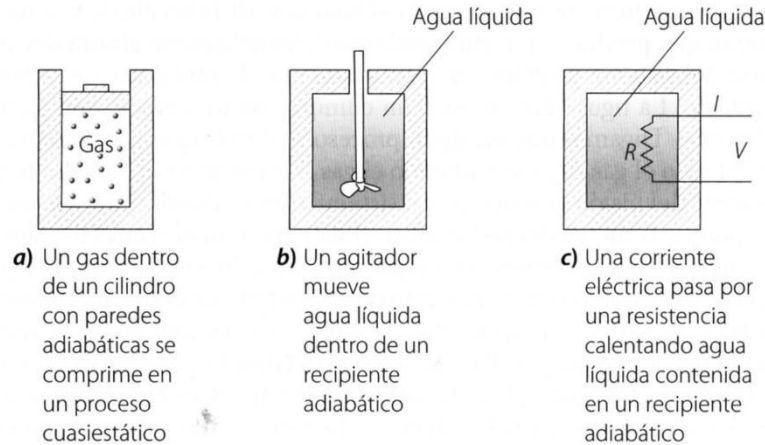


Figura 5. Transferencia de trabajo.

Fuente: Golden (2011) “Termodinámica para Ingeniería”, México D.F.: Editorial Trillas.

Según Golden (2011) “La figura 5 muestra 3 situaciones en que se efectúan cambios de estado por transferencia de trabajo que será negativo como se explicará. En el caso **a** se comprime un gas por medio del peso de arena que cae lentamente sobre un pistón sin fricción. En cualquier momento, el gas está en un estado que se aproxima al equilibrio. En el caso **b** se mueve agua por medio de un agitador”. Durante un desplazamiento vertical del pistón el trabajo efectuado es:

$$dw = Fds$$

donde ds es el desplazamiento vertical del pistón (positivo hacia arriba, negativo hacia abajo). Según Golden (2011) “Entonces, en esta fórmula se utiliza la convención de signos de termodinámica, no de mecánica: cuando el sentido de la fuerza y el desplazamiento coinciden, el trabajo es negativo”. Introduciendo el área del pistón se obtiene:

$$dw = \frac{F}{A} Ads = pdV \quad (2.9)$$

Según Golden (2011) “Para el caso **b** de la figura 5, el proceso no puede ser cuasiestático porque el efecto de la fricción viscosa causado por el movimiento del fluido sube su Temp. localmente en sitios donde el efecto es más intenso, cerca del rotor, por ejemplo. Por lo tanto, no habrá una Temp. uniforme en el volumen del fluido”. El trabajo efectuado por esta fuerza F en un desplazamiento de $d\theta$ radianes es:

$$dw = -Frd\theta \quad (2.10)$$

En varios problemas es de interés calcular la potencia transmitida, o sea, el trabajo por unidad de tiempo:

$$\frac{dw}{dt} = -\tau \frac{d\theta}{dt} = -\tau\omega \quad (2.11)$$

Donde ω es la Celeridad (Vel.) angular de la flecha en radianes por segundo.

Según Golden (2011) “El caso *c* de la figura 5 ejemplifica la parte de la definición de trabajo que refiere a otros efectos equivalentes. Los textos de máquinas eléctricas describen los pasos por los cuales se transforma el trabajo mecánico en la flecha del generador a un voltaje que impulsa una corriente en el circuito conectado al generador”. La corriente es el flujo de carga por unidad de tiempo.

$$dw = -VIdt \quad (2.12)$$

Según Golden (2011) “Donde *V* es la magnitud de la caída de voltaje entre los extremos de la resistencia. Nuevamente, el trabajo se considera negativo porque está entrando en el modelo. Anticipándose a la discusión de calor, probablemente se entiende que la resistencia eleva la Temp. del agua por el proceso de Transf. de Cal. desde su superficie”.

2.5.2.- Primera Ley de la Termodinámica

Según Golden (2011) “Se puede imaginar una masa de agua líquida encerrada por una pared adiabática en el sentido utilizado para este término en la discusión de la ley cero de la termodinámica. La única interacción con los alrededores permitida por dicha pared es la transferencia de trabajo. En el siguiente descrito se puede efectuar el mismo cambio de Temp. del agua por dos procesos distintos: moviendo el agua con paletas o calentando con una resistencia eléctrica”. Esto es un ejemplo de dos procesos adiabáticos distintos que producen el mismo cambio de estado con la misma transferencia de trabajo.

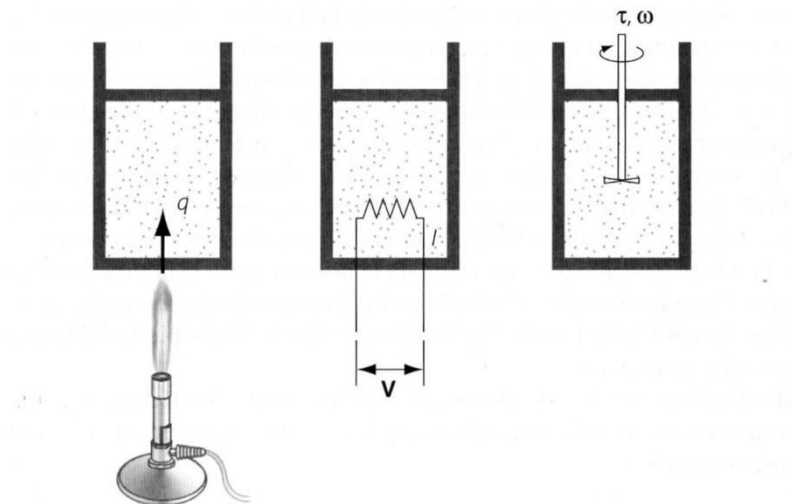


Figura 6. Procesos con el mismo cambio de estado

Fuente: Golden (2011) “Termodinámica para Ingeniería”, Editorial Trillas, México D.F.

Según Golden (2011) “Una función *U* de las propiedades del estado final se define en la siguiente forma”:

$$-w_{\text{adiabática}} = U_{\text{estado}} - U_{\text{referencia}} = U_{\text{estado}}$$

Así, la ecuación da una forma de determinar q cuantitativamente.

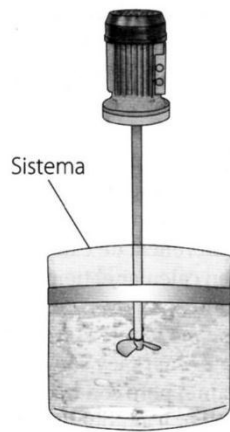


Fig. 2.8

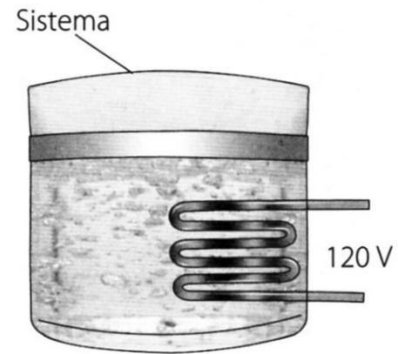


Fig. 2.7

Figura 7. Trabajo de flecha sobre el modelo

Figura 8. Calor entregado al modelo.

Fuente: Golden (2011) “Termodinámica para Ingeniería”, México D.F.: Editorial Trillas.

La fórmula se arregla y queda:

$$U_2 - U_1 = q - w \quad (2.13)$$

Según Golden (2011) “Cuando se lleva a cabo el proceso de calentar con la resistencia, pero se le excluye del modelo, w será igual a cero y el cambio de la energía interna del agua será igual a la Transf. de Cal. Se observa que la convención de signos respecto a la Transf. de Cal. es contraria a la convención para el trabajo: cuando el calor entra en el modelo su signo es positivo, y cuando sale, su signo es negativo”.

Según Golden (2011) “Un nuevo concepto es el calor. Se sabe por experiencia que la transferencia de esta forma de energía ocurre solamente cuando existe una diferencia de Temp. y que el calor siempre pasa de la Temp. mayor a la menor. Incluso, la segunda ley de la termodinámica requiere esto”.

2.5.3.- Calor Específico y Entalpía

Según Golden (2011) “Es conveniente resumir aquí las propiedades termodinámicas presentadas hasta ahora. Las propiedades extensivas masa (m), volumen (V), energía interna (U), energía cinética (E_c), y energía potencial (E_p). Las propiedades intensivas son Temp. (T), presión (p), volumen específico (v) y energía interna específica (u). Para el estudio subsecuente es útil definir una propiedad adicional, la **entalpía**”, con las unidades de energía:

$$\text{Extensiva}(J): H = U + pV$$

$$\text{Intensiva}(J / Kg): h = u + pv$$

Dos propiedades adicionales que son de suma importancia son los calores específicos a

volumen constante y a presión constante.

Según Golden (2011) “Por ejemplo, la energía interna específica puede expresarse como una función de Temp. y volúmenes específicos”:

$$u = u(T, v) \quad (2.14)$$

Así, el **calor específico a volumen constante** se define como:

$$c_v = \left(\frac{du}{dT} \right)_v \quad (2.15)$$

Según Golden (2011) “Puesto que h se define en términos de otras propiedades de estado, también es tal clase de propiedad. Con fijar otras propiedades intensivas de una sustancia pura en una sola fase el valor de h está determinado”. Por ejemplo, se puede considerar h como función de T y p :

$$h = h(T, p)$$

Así, el **calor específico a presión constante** es:

$$c_p = \left(\frac{dh}{dT} \right)_p \quad (2.16)$$

Según Golden (2011) “Debemos hacer hincapié en que estos dos calores específicos también son propiedades; por tanto, dependen del estado. Una sustancia en estado de equilibrio tendrá un calor específico de volumen constante y de presión constante independiente de cualquier proceso que haya ocurrido u ocurra. Sin embargo, hay dos procesos reversibles en que los calores específicos dan una Transf. de Cal. en un proceso reversible, como se explica a continuación”.

se nota que:

$$dw'_{reversible} = pdv = 0$$

La primera ley en forma diferencial da:

$$du = dq'_{reversible}$$

La definición de c_v da:

$$du = c_v dT$$

Entonces, para el proceso cuasiestático a volumen constante descrito:

$$dq'_{reversible} = c_v dT$$

Ahora, deduciremos una fórmula para cambios diferenciales de la entalpía específica:

$$dh = d(u + pv) = du + pdv + vdp$$

Pero:

$$du = dq' - dw' - de_c - de_p$$

Entonces:

$$dh = dq' - dw' - de_c - de_p + pdv + vdp$$

El trabajo reversible es igual a pdv :

$$dw' = dw'_{reversible} = pdv$$

Y el cambio diferencial de la entalpía específica es igual a:

$$dh = dq'_{reversible} + vdp$$

Para un proceso reversible a presión constante se escribe:

$$dh = dq'_{reversible}$$

$$dh = c_p dT$$

Entonces para el proceso cuasiestático a presión constante escrito:

$$dq'_{reversible} = c_p dT$$

Si el volumen siempre es constante, la ecuación 2.15 da en todos los procesos la relación

$$du = c_v dT$$

Para todos los procesos de gases ideales.

De la definición de entalpía específica se deduce:

$$dh = d(u + pv) = du + pdv + vdp$$

Pero:

$$dv = 0$$

Entonces:

$$dh = c_v dT + vdp$$

Si la presión es constante para el material ideal incompresible, la ecuación anterior da:

$$dh = c_p dT$$

Entonces, para una fase incompresible, con la definición anterior se tiene:

$$c_v dT = c_p dT$$

$$c_v = c_p$$

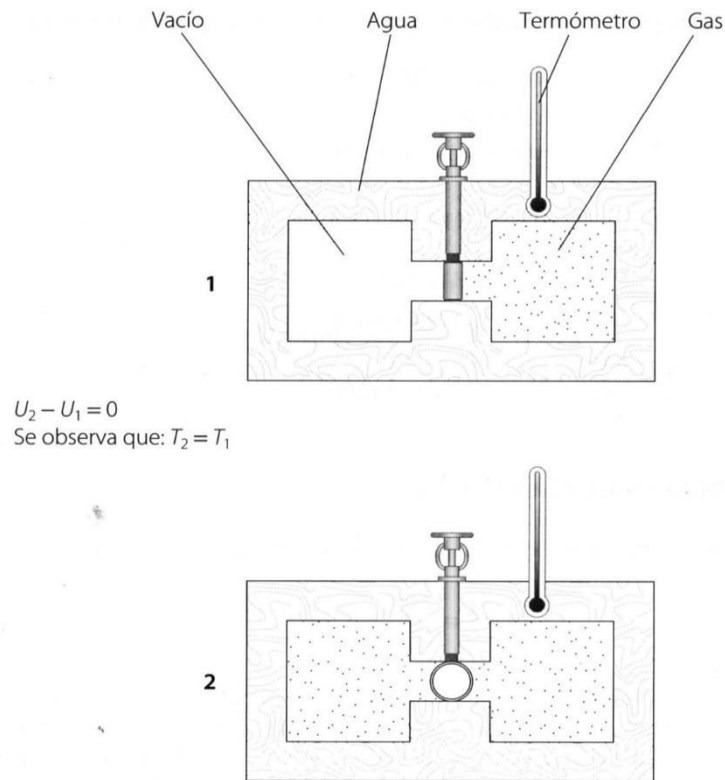


Figura 9. Expansión libre en el experimento Joule.

Fuente: Golden (2011) “Termodinámica para Ingeniería”, México D.F.: Editorial Trillas.

2.5.4.- Procesos con el Gas Ideal

Según Golden (2011) “Una de las relaciones que define al gas ideal es su ecuación de estado”:

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{Mp}{RT} \quad (2.17)$$

Se sabe que:

$$u = u(T, v)$$

Según Golden (2011) “En el caso del gas ideal, un hecho experimental y teórico es que el volumen específico no afecta esta función”:

$$u = u(T)$$

Según Golden (2011) “La evidencia experimental que se cita generalmente es el experimento de Joule, que consiste en tratar de detectar el cambio de Temp. en un gas cuando se permite su expansión libre. Joule no detectó ningún cambio de Temp. Obviamente, el volumen específico aumenta en el experimento. Según la primera ley, la energía interna queda fija”. Se puede ver esto despejando T :

$$T = T(u, v)$$

Ya que, u es constante, un cambio de v debe afectar la Temp. Lo que indica que v no afecta la función y:

$$T = T(u) , \text{ y}$$

$$u = u(T)$$

Entonces, para el gas ideal, el calor específico a volumen constante es una derivada ordinaria de la energía interna específica:

$$c_v = \frac{du}{dT}$$

Otra conclusión es que la entalpía específica depende sólo de la Temp. porque u y pv dependen solo de la Temp.:

$$h = u + pv = u + RT / M = h(T)$$

Por lo tanto, el calor específico a presión constante es una derivada ordinaria de la Temp.:

$$c_p = \frac{dh}{dT}$$

Según Golden (2011) “Por las definiciones de los calores específicos, debemos comprender que en cualquier proceso de un gas ideal se puede calcular el cambio de energía interna

específica y entalpía específica con las fórmulas”:
$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT \quad (2.18)$$

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT \quad (2.19)$$

Según Golden (2011) “La primera fórmula no está limitada a procesos de volumen constante y la segunda no está limitada a los procesos de presión constante. Sin embargo, cuando el volumen es constante en un proceso cuasiestático y no hay cambio de energía potencial ni cinética, se puede escribir”:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = q'_{reversible} \quad (2.20)$$

Se puede escribir:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = q'_{reversible} \quad (2.21)$$

Una fórmula importante relaciona c_v y c_p :

$$dh = du + (R / M) dT$$

$$c_p dT = c_v dT + (R / M) \times dT$$

$$c_p = c_v + (R / M)$$

Una definición conveniente es k en la siguiente fórmula:

$$k = c_p / c_v \quad (2.22)$$

Combinando las dos relaciones previas se obtiene:

$$c_p = \frac{kR}{M(k-1)}$$

$$c_v = \frac{R}{M(k-1)}$$

a) Proceso Isocórico

Según la ecuación de estado: $p/T = \text{cte.}$

En un proceso reversible no hay trabajo y la T. de C. es igual a:

$$q'_{\text{reversible}} = \int du = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT = c_v (T_2 - T_1) \quad (2.23)$$

b) Proceso Isobárico

Según la ecuación de estado: $p = \text{cte.}$

$$w'_{\text{reversible}} = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1) = \frac{R}{M} (T_2 - T_1) \quad (2.24)$$

La T. de C. en un proceso reversible es:

$$q'_{\text{reversible}} = \int du + \int p dv = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT + \int_{v_1}^{v_2} p dv$$

$$q'_{\text{reversible}} = c_v (T_2 - T_1) + p(v_2 - v_1)$$

$$q'_{\text{reversible}} = c_v (T_2 - T_1) + \frac{R}{M} (v_2 - v_1)$$

$$q'_{\text{reversible}} = \left(c_v + \frac{R}{M} \right) (T_2 - T_1)$$

$$q'_{\text{reversible}} = c_p (T_2 - T_1)$$

alternativamente:

$$q'_{\text{reversible}} = \int dh - \int v dp = \int dh = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_p (T_2 - T_1) \quad (2.25)$$

c) Proceso Isotérmico

Según la ecuación de estado:

$$pv = \text{cte.}$$

Para el proceso reversible, el trabajo es:

$$w'_{\text{reversible}} = \int p dv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{RT}{Mv} dv = \frac{RT}{M} \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = \frac{RT}{M} \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right) \quad (2.26)$$

d) Proceso Adiabático y Reversible

Para este proceso la primera ley da:

$$du = -dw'_{reversible}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$c_v dT = -p dv$$
$$\frac{R}{M(k-1)} dT = \frac{RT}{Mv} dv$$

Simplificando, separando variables e integrando entre el estado inicial y cualquier estado

intermedio del proceso se obtiene: $\frac{dT}{T} = -\frac{(k-1)}{v} dv$

$$\int_{T_1}^T \frac{dT}{T} = -(k-1) \int_{v_1}^v \frac{dv}{v}$$

$$\ln\left(\frac{T}{T_1}\right) = -(k-1) \ln\left(\frac{v}{v_1}\right)$$

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v}\right)^{(k-1)}$$

El volumen y la presión en dos puntos cualesquiera de una adiabata están relacionados por

$$p_1 V_1^k = p_2 V_2^k \quad (2.27)$$

El trabajo efectuado por un gas ideal durante un proceso adiabático es: $pV^k = cte.$

$$W = \int p dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{cte \cdot dV}{V^k} = \left(\frac{cte \cdot V_2^{1-k} - cte \cdot V_1^{1-k}}{1-k} \right)$$

$$W = \frac{cte \cdot \frac{V_1}{V_1^k} - cte \cdot \frac{V_2}{V_2^k}}{k-1} = \frac{p_1 V_1 - p_2 V_2}{k-1}$$

$$W_{adiabático} = \frac{p_1 V_1 - p_2 V_2}{k-1} \quad (2.28)$$

2.6.- Transf. de Cal.

Según Kreith (2012) “El calor, en esencia, se transporta, o se mueve, mediante un gradiente de Temp., fluye o se transfiere de una región de alta Temp. a una de baja Temp.

Siempre que existe un gradiente de Temp. en un modelo, o cuando se ponen en contacto dos modelos con Temp.s diferentes, se transfiere energía. El proceso mediante el cual tiene lugar el transporte de energía se conoce como Transf. de Calor.”.

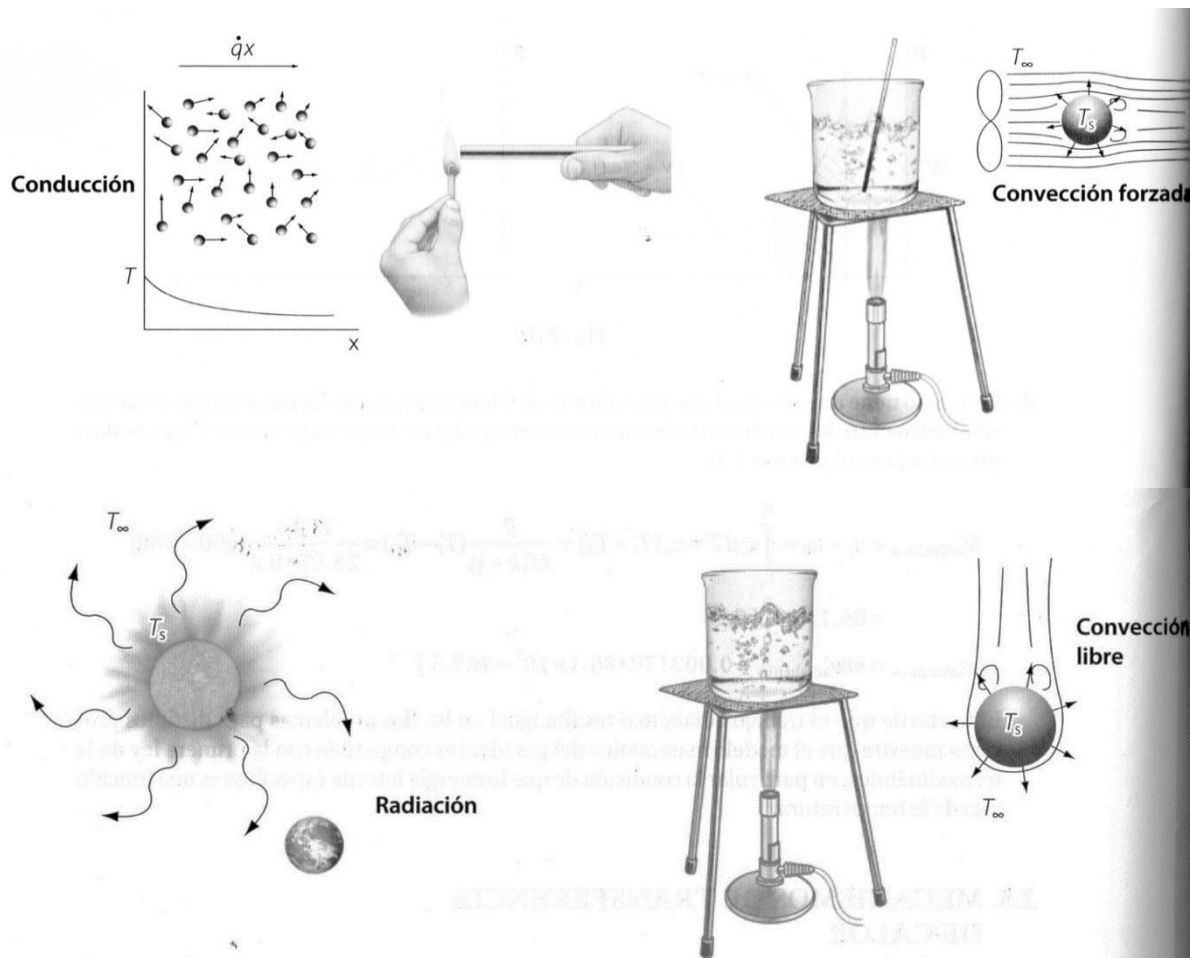


Figura 10. Mecanismos de T. de C..

Fuente: Kreith (2012) "Principios de Transf. de Cal.", 7ª edición, S.A. de C.V., México D.F.: Cengage L. E.

Según Kreith (2012) "Desde el punto de vista ingenieril, el problema clave es la determinación de la tasa de Transf. de Cal. para una diferencia de Temp. especificado.

En la Transf. de Cal., al igual que en otras ramas de la ingeniería, la solución exitosa de un problema requiere que se hagan suposiciones e idealizaciones. Es casi imposible describir con exactitud los fenómenos físicos y a fin de expresar un problema en forma de una ecuación que se pueda resolver, es necesario hacer aproximaciones".

Según Kreith (2012) "En las obras sobre Transf. de Cal. se reconocen por lo general tres modos distintos de transmisión de calor: por conducción, por radiación y por convección. Hablando de manera estricta, sólo la conducción y la radiación se deben clasificar como procesos de Transf. de Cal., debido a que sólo estos dos mecanismos dependen para su operación de la simple existencia de una diferencia de Temp. La convección, no cumple estrictamente con la definición de Transf. de Cal. ya que su operación también depende del transporte mecánico de masa".

2.6.1.- Conducción de Calor

Según Kreith (2012) “Siempre que exista un gradiente de Temp. en un medio sólido, el calor fluirá de la región de mayor Temp. a la de menor Temp. La Celeridad (Vel.) a la que el calor se transfiere por conducción, q_k , es proporcional al gradiente de Temp. dT/dx por el área A a través de la que se transfiere calor”:

$$q_k \propto A \frac{dT}{dx}$$

La tasa de Transf. de Cal. es

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.29)$$

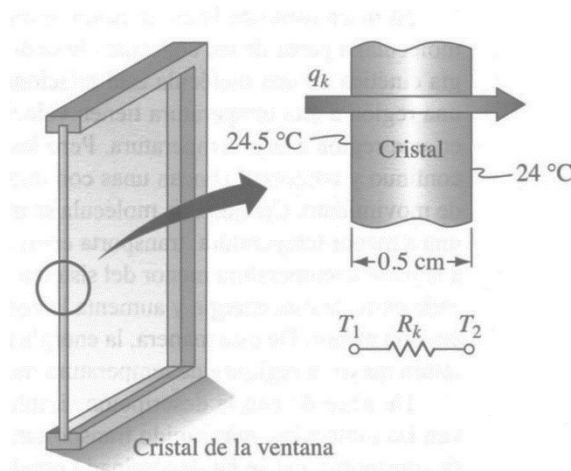


Figura 11. T. de Calor gracias a cristales de una ventana.

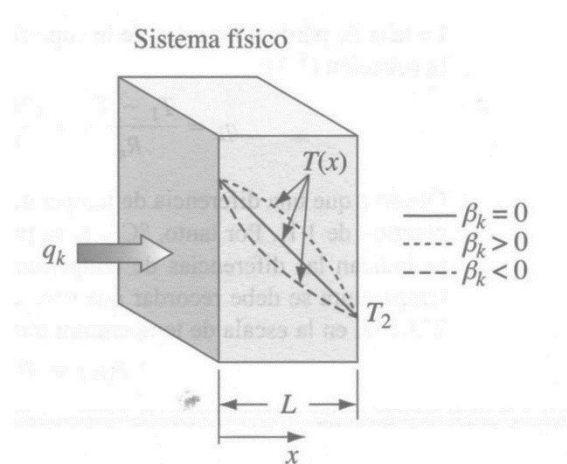


Figura 12. Distribución de Temp. por conducción.

Fuente: Kreith (2012) “Principios de Transf. de Cal.”, 7ª edición, S.A. de C.V., México D.F.: Cengage L. E.

La ecuación (2.29) define la conductividad térmica y se denomina ley de la conducción de Fourier en honor al científico francés J. B. J. Fourier, que la propuso en 1822.

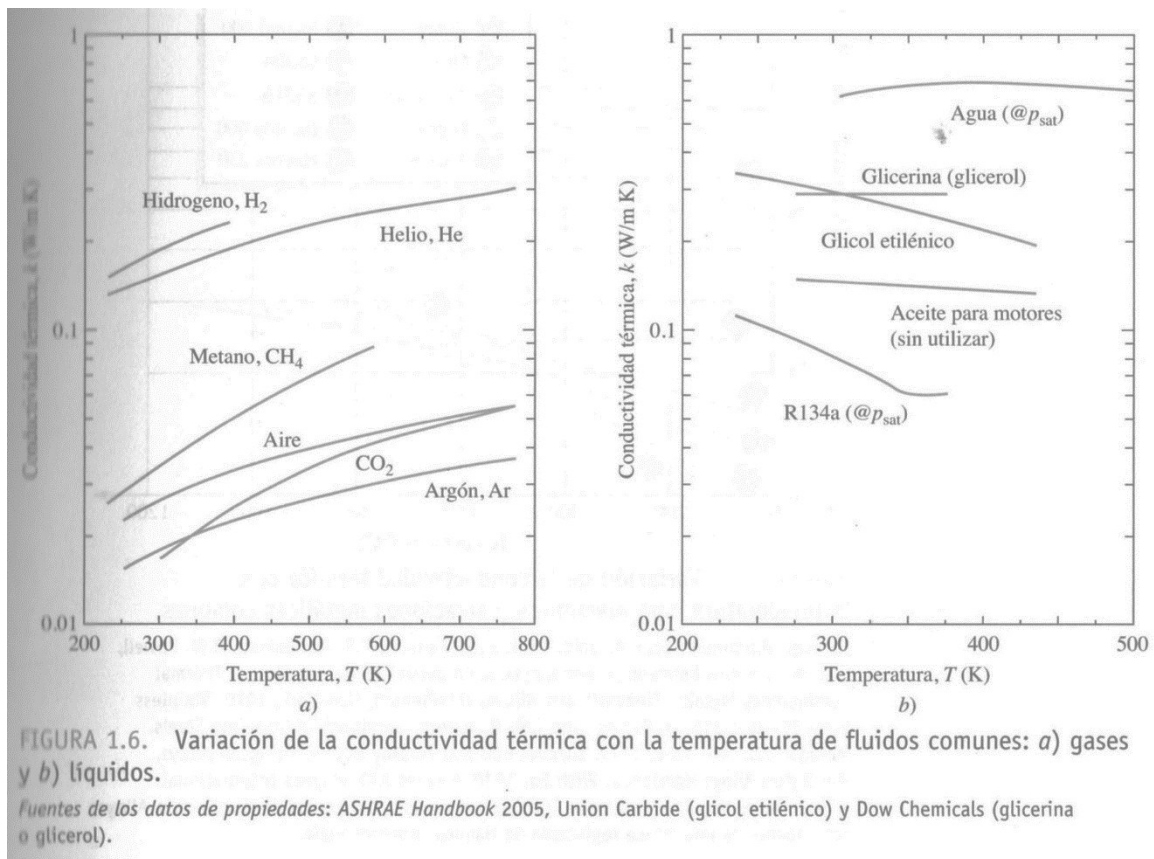


FIGURA 1.6. Variación de la conductividad térmica con la temperatura de fluidos comunes: a) gases y b) líquidos.

Fuentes de los datos de propiedades: ASHRAE Handbook 2005, Union Carbide (glicol etilénico) y Dow Chemicals (glicerina o glicerol).

Figura 13. Variación de la conductividad térmica de fluidos comunes.

Fuente: Kreith (2012) "Principios de Transf. de Cal.", 7ª edición, S.A. de C.V., México D.F.: Cengage L. E.

2.6.2.- Convección

Según Kreith (2012) "El modo de Transf. de Cal. por convección en realidad consiste en dos mecanismos que operan de manera simultánea. El primero es la transferencia de energía generada por el movimiento molecular, es decir, el modo conductivo. Superpuesta a este modo se encuentra la transferencia de energía por el movimiento macroscópico de fracciones de fluido".

Según Kreith (2012) "Esta fuerza externa puede ser el resultado de un gradiente de densidad, como en la convección natural, o por una diferencia de presión generada por una bomba o un ventilador, o posiblemente por una combinación de las dos. Si se conociera el gradiente de Temp. y la conductividad térmica en esta interfaz, se podría evaluar la tasa de Transf. de Cal. empleando la ecuación (2.29)"

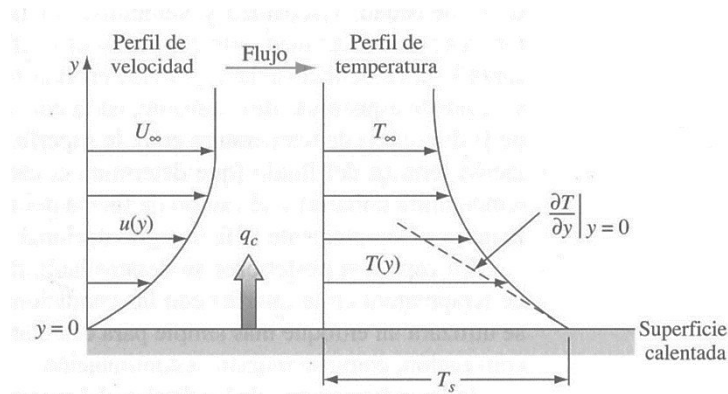


Figura 14. Perfil de Celeridad (Vel.) y Temp. en proceso por convección de una placa calentada.

Fuente: Kreith (2012) “Principios de Transf. de Cal.”, 7° edición, S.A. de C.V., México D.F.: Cengage L. E.

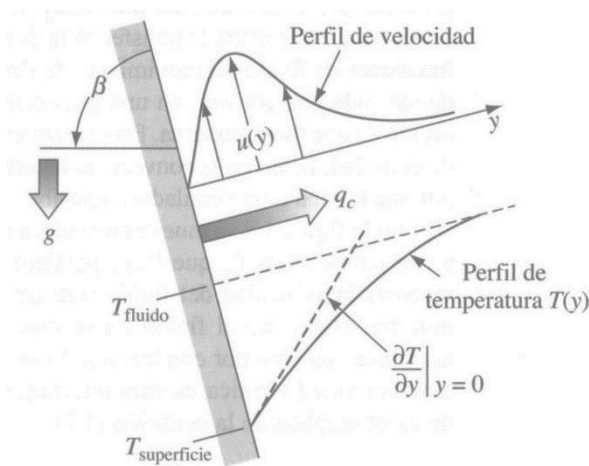


Figura 15. Distribución de Celeridad (Vel.) y Temp. por convección natural en placa inclinada.

Fuente: Kreith (2012) Principios de T. de C., 7° edición, S.A. de C.V., México D.F.: Cengage L. E.

La tasa de Transf. de Cal. por convección entre una superficie y un fluido se puede calcular a partir de la relación

$$q_c = \bar{h}_c A \Delta T \quad (2.30)$$

Según Kreith (2012) “La relación expresada por la ecuación (2.30) la propuso originalmente el científico británico Isaac Newton en 1701. Los ingenieros han utilizado esta ecuación durante muchos años, aunque es una definición de \bar{h}_c en lugar de una ley de convección fenomenológica”. El coeficiente local h_c se define mediante

$$dq_c = h_c dA (T_s - T_\alpha)$$

En tanto que el coeficiente promedio \bar{h}_c se puede definir en términos del valor local por

$$\bar{h}_c = \frac{1}{A} \iint h_c dA$$

Utilizando la ecuación (2.30), se puede definir la conductancia térmica para Transf. de Cal. por convección K_c como

$$K_c = \bar{h}_c A \quad (2.31)$$

Y la resistencia térmica a la Transf. de Cal. por convección R_c , que es igual al recíproco de la conducción, como

$$R_c = \frac{1}{\bar{h}_c A} \quad (2.32)$$

2.6.3.- Radiación

Según Kreith (2012) “La cantidad de energía que sale de una superficie como calor radiante depende de la Temp. absoluta y de la naturaleza de la superficie. Un radiador perfecto, al cual se le refiere como cuerpo negro, emite energía radiante de su superficie a una tasa dada por”

$$q_r = \sigma A_1 T_1^4 \quad (2.33)$$

La tasa neta de Transf. de Cal. está dada por

$$q_r = A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.34)$$

Un cuerpo gris A_1 a T_1 emite radiación a una tasa de $\varepsilon_1 \sigma A_1 T_1^4$ y la tasa de Transf. de Cal. entre un cuerpo gris a una Temp. T_1 y un recinto negro circundante a T_2 es

$$q_r = A_1 \varepsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.35)$$

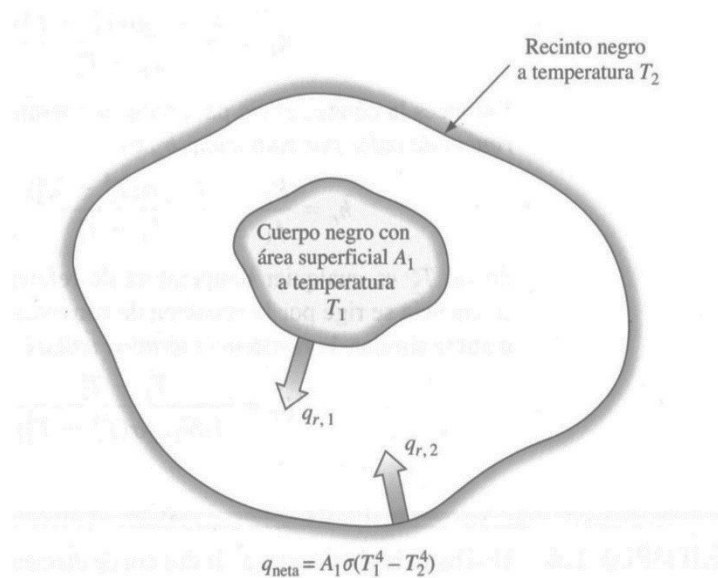


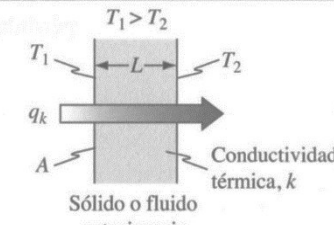
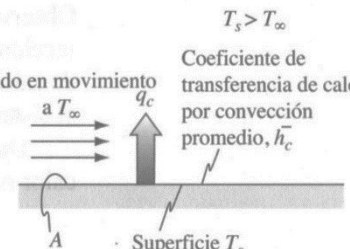
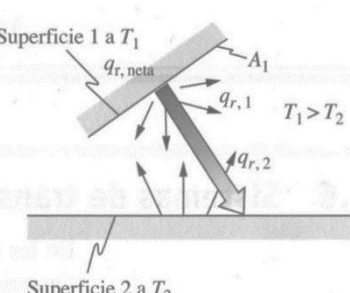
Figura 16. Diagrama esquemático de la radiación entre un cuerpo y el recinto.

Fuente: Kreith (2012) “Principios de Transf. de Cal.”, 7ª edición, S.A. de C.V., México D.F.: Cengage L. E.

2.6.4.- Modelos de Transf. de Cal. Combinados

Según Kreith (2012) “Se han analizado por separado los tres mecanismos de Transf. de Cal. Sin embargo, en la práctica el calor suele transferirse mediante varios de los mecanismos básicos que suceden de manera simultánea. Por ejemplo, en el invierno, el calor se transfiere del techo de una casa al entorno más frío no sólo por convección, sino también por radiación, en tanto que la Transf. de Cal. gracias al techo de la superficie interior a la exterior es por conducción”.

Tabla 1. Los tres modos de T. de C..

<p>Transferencia de calor por conducción unidimensional a través de un medio estacionario</p> $q_k = \frac{kA}{L} (T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R_k}$ $R_k = \frac{L}{kA}$	
<p>Transferencia de calor por convección de una superficie a un fluido en movimiento</p> $q_c = \bar{h}_c A (T_s - T_\infty) = \frac{T_s - T_\infty}{R_c}$ $R_c = \frac{1}{\bar{h}_c A}$	
<p>Transferencia neta de calor por radiación de la superficie 1 a la superficie 2</p> $q_r = A_1 \mathcal{F}_{1-2} \sigma (T_1^4 - T_2^4) = \frac{T_1 - T_2}{R_r}$ $R_r = \frac{T_1 - T_2}{A_1 \mathcal{F}_{1-2} \sigma (T_1^4 - T_2^4)}$	

Fuente: Kreith (2012) “Principios de Transf. de Cal.”, 7ª edición, S.A. de C.V., México D.F.: Cengage L. E.

2.6.5.- Resistencia por contacto

Según Kreith (2012) “En muchas aplicaciones prácticas, cuando dos superficies conductoras diferentes se ponen en contacto, se presenta una resistencia térmica en la interfaz de los sólidos. El montaje de disipadores de calor en módulos microelectrónicos o en chips IC, y la colocación de aletas a superficies tubulares en evaporadores y condensadores para modelos de aire acondicionado, son ejemplos en los cuales esta situación es de importancia”. La resistencia en la interfaz R_i se define mediante

$$R_i = \frac{\Delta T_i}{q / A} \quad (2.37)$$

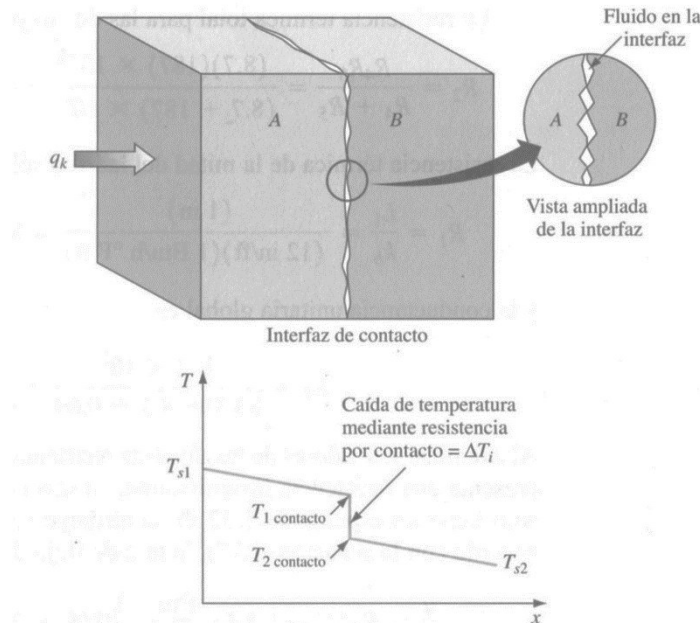


Figura 17. Contacto físico entre dos losas sólidas

Fuente: Kreith (2012) “Principios de Transf. de Cal.”, 7° edición, S.A. de C.V., México D.F.: Cengage L. E.

2.6.6.- Convección y Conducción en serie

Según Kreith (2012) “En la sección anterior se estudió la conducción a través de paredes compuestas cuando se especifican las Temp.s superficiales en los dos lados. Si embargo, el problema más común que se encuentra en la práctica de la ingeniería es el calor que se transfiere entre dos fluidos a Temp.s especificadas separadas por una pared. En esta situación las Temp.s superficiales no se conocen, pero se pueden calcular si se conocen los coeficientes de Transf. de Cal. por convección en los dos lados de la pared”.

Según Kreith (2012) “La Transf. de Cal. por convección se puede integrar con facilidad en un circuito térmico. La resistencia térmica para la Transf. de Cal. por convección es”

$$R_c = \frac{1}{h_c A} \quad (2.38)$$

Según Kreith (2012) “En la figura 18 se muestra una situación en la que el calor se transfiere entre dos fluidos separados por una pared. De acuerdo con el circuito térmico que se muestra abajo del modelo físico, la tasa de Transf. de Cal. del fluido caliente a Temp. $T_{caliente}$ al fluido a Temp. T_{fria} es”

$$q = \frac{T_{caliente} - T_{fría}}{\sum_{n=1}^{n=3} R_i} = \frac{\Delta T}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (2.39)$$

Donde

$$R_1 = \frac{1}{(\bar{h}_c A)_{caliente}} \quad (2.40)$$

$$R_2 = \frac{L}{kA} \quad (2.41)$$

$$R_3 = \frac{1}{(\bar{h}_c A)_{fría}} \quad (2.42)$$

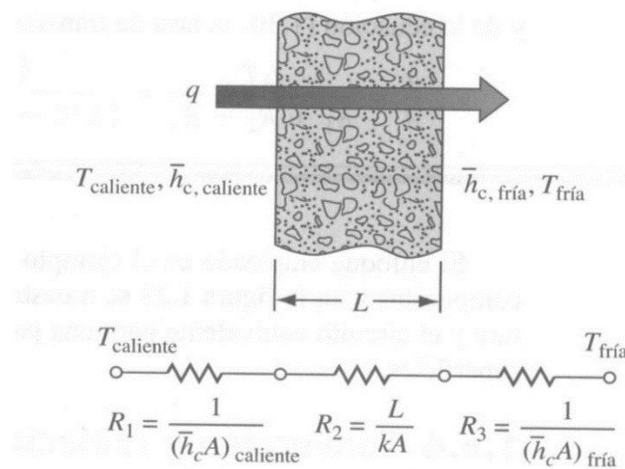


Figura 18. Circuito térmico con conducción y convección en serie.

Fuente: Kreith (2012) “Principios de Transf. de Cal.”, 7° edición, S.A. de C.V., México D.F.: Cengage L. E.

2.6.7.- Coeficiente Global de Transf. de Cal.

Según Kreith (2012) “Con anterioridad se señaló que un problema común de la Transf. de Cal. es determinar la tasa de flujo de calor entre dos fluidos, gaseosos o líquidos, separados por una pared. Si la pared es plana y el calor se transfiere sólo por convección en los dos lados, la tasa de Transf. de Cal. en términos de las dos Temp.s está dada por”:

$$q = \frac{T_{caliente} - T_{fría}}{(1/\bar{h}_c A)_{caliente} + (L/kA) + (1/\bar{h}_c A)_{fría}} = \frac{\Delta T}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (2.43)$$

Al escribir la ecuación 2.39 en términos de un coeficiente global se obtiene

$$q = UA\Delta T_{total} \quad (2.44)$$

Donde

$$UA = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{1}{R_{total}} \quad (2.45)$$

Según Kreith (2012) “El coeficiente global U se puede apoyar en cualquier área elegida. El área seleccionada se convierte en particularmente importante en la Transf. de Cal. gracias a las paredes de tubos en un intercambiador de calor y para evitar confusiones siempre se debe establecer el área base de un coeficiente global”.

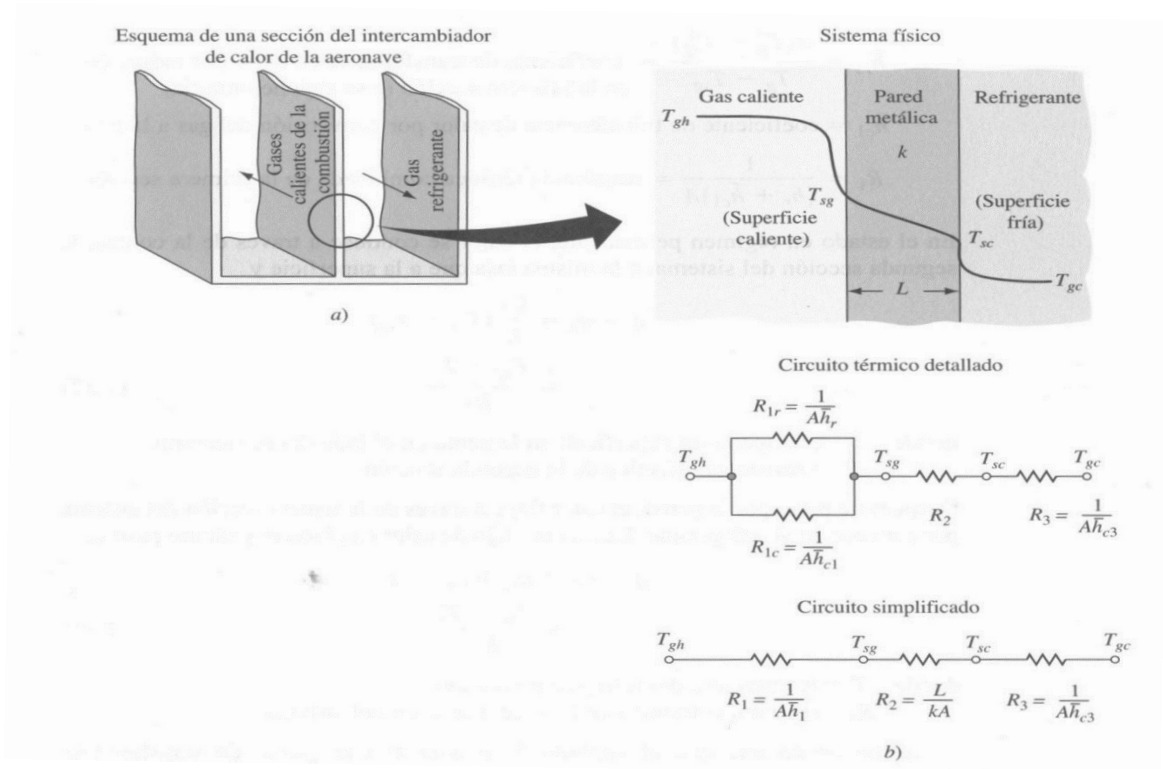


Figura 19. Circuito térmico por conducción entre dos convecciones

Fuente: Kreith (2012) “Principios de Transf. de Cal.”, 7° edición, S.A. de C.V., México D.F.: Cengage L. E.

2.6.8.- Primera Ley de la Termodinámica y Transf. de Cal.

Según Kreith (2012) “La primera ley de la termodinámica establece que la energía no se puede crear ni destruir, sino que se puede transformar de una forma a otra o ser transferida como calor o trabajo. Para aplicar la ley de la conservación de la energía, primero se necesita identificar un volumen de control”. La Transf. de Cal. es:

“La tasa a la cual las energías térmica y mecánica entran en un volumen de control, más la tasa a la que la energía se genera dentro de ese volumen menos la tasa a la cual las energías térmica y mecánica salen del volumen de control, deben ser iguales a la tasa a la que la energía se almacena dentro de ese volumen”.

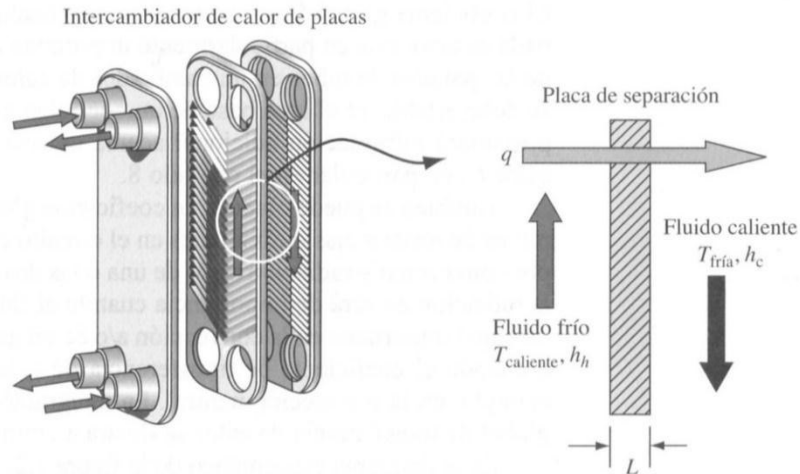


Figura 20. T. de C. por convección entre dos corrientes de fluido en un intercambiador de placas.

Fuente: Kreith (2012) “Principios de Transf. de Cal.”, 7° edición, S.A. de C.V., México D.F.: Cengage L. E.

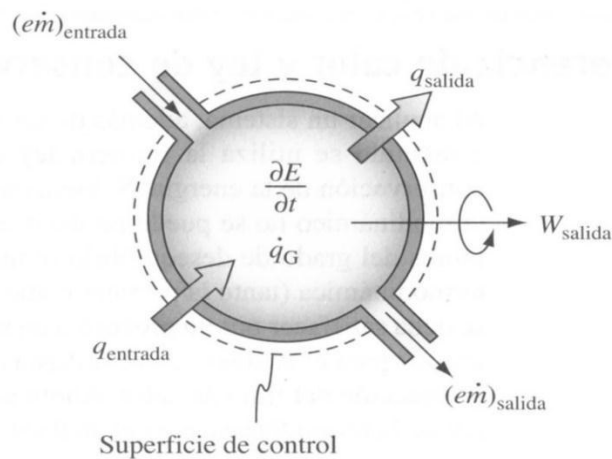


Figura 21. Volumen de control para la 1ra Ley de la termodinámica.

Fuente: Kreith (2012) “Principios de Transf. de Cal.”, 7° edición, S.A. de C.V., México D.F.: Cengage L. E.

Según Kreith (2012) “Se puede simplificar cuando no hay transporte de masa a través del límite. Un modelo así se denomina modelo cerrado y para esas condiciones”

$$q - q_G - W_{salida} = \frac{\partial E}{\partial t} \quad (2.46)$$

2.7.- El Aire

2.7.1.- Movimiento del Aire – La Celeridad (Vel.)

Según Escoda (s.f.) “El aire, como envoltura gaseosa de la tierra no es una masa de gases en reposo, sino que constituye una delgada capa fluida y turbulenta removiéndose con intensidad variable debida a grandes contrastes térmicos. Al desplazamiento masivo de grandes

porciones de aire con una cierta Celeridad (Vel.) y dirección común se le llama **Viento**".



Figura 22. Celeridad (Vel.) de Aire.

Fuente: Escoda (s.f.), "Manual Práctico de Ventilación S&P" (2 ed.), Barcelona.

Tabla 2. Escala de Beaufort y sus Celeridad (Vel.)es del aire

Escala de Beaufort	Nombre de Viento	Velocidad	
		m/s	km/hora
0	Calma	0'5	2
1	Aire ligero	1'5	5
2	Brisa ligera	3	11
3	Brisa suave	6	22
4	Brisa moderada	8	30
5	Brisa fresca	11	40
6	Brisa fuerte	14	50
7	Viento moderado	17	60
8	Viento fresco	21	75
9	Viento fuerte	24	87
10	Gran viento	28	100
11	Tempestad	32	115
12	Huracán	36 ó más	130 ó más

Fuente: Escoda (s.f.), "Manual Práctico de Ventilación S&P" (2 ed.), Barcelona.

2.7.2.- Escala de Beaufort

Según Escoda (s.f.) "La fuerza del viento determinada por la Celeridad (Vel.) del mismo. La escala de Beaufort ordena los vientos según su fuerza que, traducido en Celeridad (Vel.), aparecen con los valores de la Tabla 2, medidos a 10 m de altura y en campo abierto."

2.7.3.- Efecto sobre el cuerpo humano

Según Escoda (s.f.) "Aunque la escala de Beaufort no estima como movimiento del aire hasta que alcanza la Celeridad (Vel.) de 1.50 m/s, lo cierto es que desplazamientos de aire a

Celeridades (Vel.) inferiores como por ejemplo 0.50 m/s son ya perceptibles, aunque escasamente. El término *aire en calma*, implica un movimiento de hasta 0.08 m/s. De ahí para arriba se percibe perfectamente un movimiento de aire.”

Tabla 3. Efecto del aire sobre el cuerpo humano.

EFECTO DEL AIRE SOBRE EL CUERPO	
Velocidad del aire sobre personas	Sensación de que la temperatura ambiente se ha rebajado en:
0,1 m/seg	0 °C
0,3 "	1 °C
0,7 "	2 °C
1 "	3 °C
1,6 "	4 °C
2,2 "	5 °C
3 "	6 °C
4,5 "	7 °C
6,5 "	8 °C

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

Tabla 4. Celeridad (Vel.) del aire atendiendo al ruido

VELOCIDAD DEL AIRE ATENDIENDO AL RUIDO	
Bocas de Captación	m/s
Habitaciones de residencias y hoteles	1,2 a 2
Zonas públicas comerciales:	
A niveles de ocupantes en movimiento	3 a 4
Cerca de personas sentadas	2 a 3
Bocas en parte baja de puertas	3 a 3,5
Persinas en las paredes	2,5 a 5
Captaciones a nivel del techo	4 y más
Naves industriales	5 a 10
Sistemas de alta velocidad	2 a 4

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

Según Escoda (s.f.) “Ahora bien, es perfectamente conocido el fenómeno de que un movimiento de aire sobre la piel desnuda de las personas provoca una sensación de frescor, pese a que el aire tenga la misma Temp. de cuando estaba en calma”.

2.7.4- Celeridad (Vel.) del Aire

Según Escoda (s.f.) “Recordemos de Mecánica de Fluidos que el aire al circular por un conducto a la Celeridad (Vel.) v (m/s) de sección S (m²), determina un Gasto Q (m³/h), y se liga a una presión dinámica P_d (mm c.a.), según las fórmulas”:

$$Q = 3600 v S \quad (2.47)$$

$$P_d = v^2/16 \text{ mm cda.} \quad (2.48)$$

EFECTOS DE LA VELOCIDAD DEL AIRE		
Velocidad aire	Reacción de las personas	Aplicación recomendada
0 a 0,08	Quejas por aire estancado	Ninguna
0,12	Ideal. Favorable	Todas las aplicaciones
0,12 a 0,25	Favorable con reservas	
0,35	Los papeles se levantan	No en oficinas
0,40	Máximo para personas que se desplazan despacio	Almacenes y comercios
0,40 a 1,5	Instalaciones acondicionamiento grandes espacios	Refrigeración localizada

Figura 23. Efectos de la Celeridad (Vel.) del aire

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

2.7.5- ¿Cómo se mide la Celeridad (Vel.)?

Según Escoda (s.f.) “Hay que distinguir dos campos bien diferenciados en los que se hacen las mediciones: en un laboratorio o en un lugar de aplicación del equipo o instalación de la ventilación”.

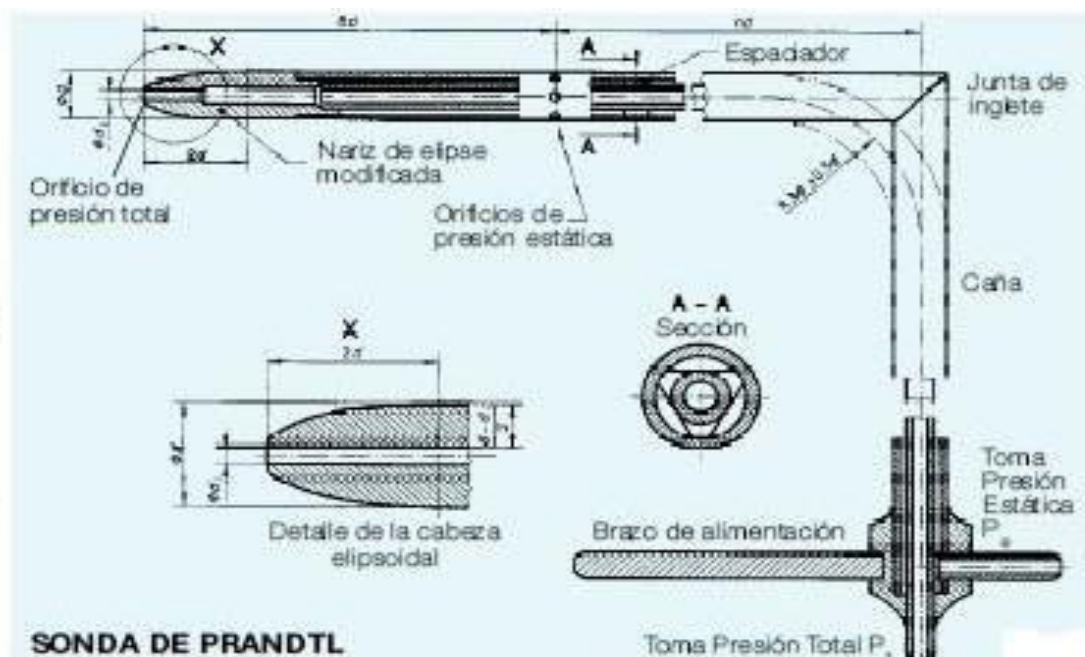


Figura 24. Sonda de Prandtl

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

Según Escoda (s.f.) “En el primer caso la medición se efectúa por medio de un tubo de Prandtl Ver Fig. 24, introducido en el conducto por el que circula el aire, al que se conecta un micro manómetro de tubo inclinado o tipo Betz. Deben hacerse un número importante de lecturas, en unos puntos concretos del conducto”.

2.7.6.- Celeridad (Vel.) de Aire en el Confort

Según Escoda (s.f.) “La Celeridad (Vel.) del aire influye en el confort de las personas principalmente por dos causas: la incidencia del chorro sobre las mismas y el ruido que produce.

En el primer caso se constata el mayor enfriamiento que la corriente de aire produce en los humanos por lo que el hombre siente una Temp. inferior”.

Según Escoda (s.f.) “La dirección en la que se recibe el aire también influye en la satisfacción o molestia que produce y se considera **Buena** si viene de frente, a la cara de una persona sentada, **Aceptable** si se recibe por encima de la cabeza y **Rechazable** si viene por detrás de la nuca o a nivel de los pies”.

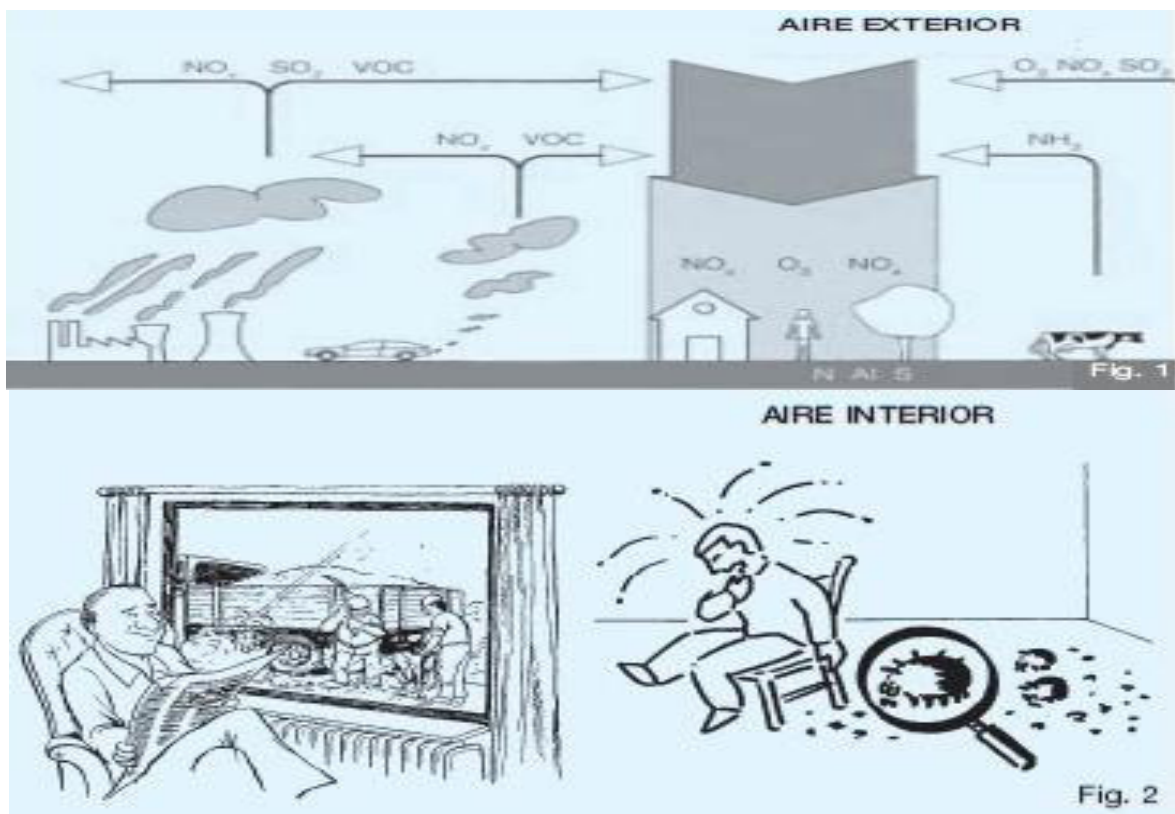


Figura 25. Clase de Aire y Contaminación.

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

2.7.7.- Eficiencia estándar de Aire

Según Escoda (s.f.) “El aire es esencial para la existencia de los seres vivos. Los humanos exigen, además, unas condiciones que le garanticen la higiene del mismo y un confort adicional.

El aire exterior se compone principalmente de dos elementos, Oxígeno y Nitrógeno, y otros gases cuyas proporciones están en la tabla 6. Si estos gases no sobrepasan los valores de la

Tabla 5, puede considerarse aire limpio”.

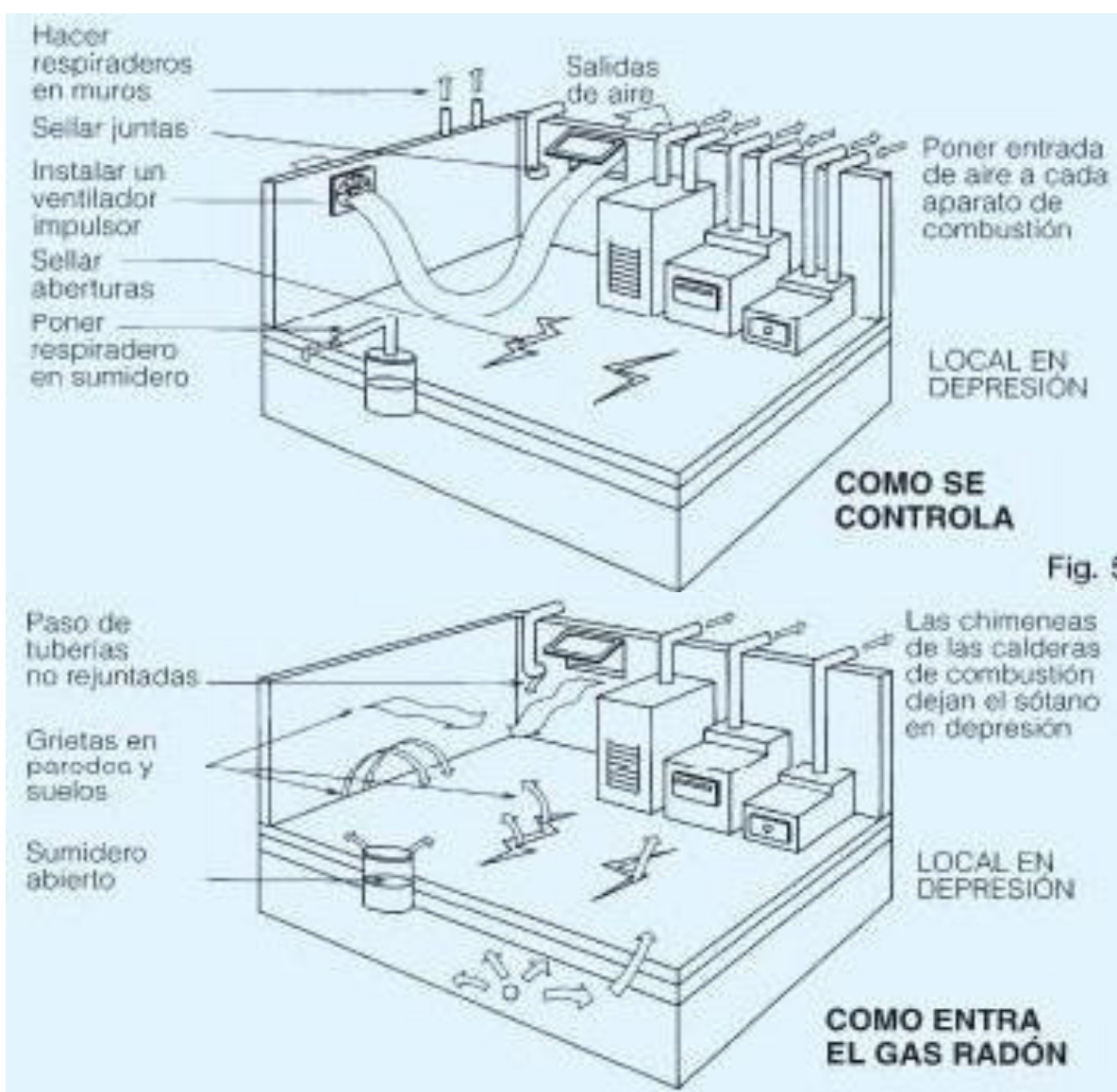


Fig. 5

Figura 26. Control y contaminación del gas radón

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

Tabla 5. Niveles de sustancias de contaminantes del aire

		AIRE LIMPIO $\mu\text{g}/\text{m}^3$	AIRE CONTAMINADO $\mu\text{g}/\text{m}^3$ Media anual en una gran ciudad
Óxido de Carbono	CO	máx. 1000	6.000 a 225.000
Dióxido de Carbono	CO ₂	máx. 65 · 10 ⁴	65 a 125 · 10 ⁴
Anhidrido Sulfuroso	SO ₂	máx. 25	50 a 5.000
Comp. de Nitrógeno	NO _x	máx. 12	15 a 600
Metano	CH ₄	máx. 650	650 a 13.000
Partículas		máx. 20	70 a 700

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

Tabla 6. Componentes del aire seco
(1'2928 kg/m³, a 0 °C 760 mm)

	Símbolo	En volumen %	Contenido en el aire g/m ³
Nitrógeno	N ₂	78,08	976,30
Oxígeno	O ₂	20,94	269,00
Argón	Ar	0,934	16,65
Anh. Carbónico	CO ₂	0,0315	0,62
Otros		0,145	0,23
		100,000	1292,80

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

2.7.8.- Resumen

Según Escoda (s.f.) “El síndrome del edificio enfermo es un fenómeno complejo en el que destaca, como un gran factor de riesgo, **una ventilación pobre**. El diseño de los modelos de ventilación y aire acondicionado debería tener en cuenta la facilidad de limpieza y desinfección regulación de equipos y conductos”.

La Clase de aire exterior influye notablemente en la del interior. En caso de ser preciso debe depurarse en las tomas de aire.

2.8.- El Ruido Los Decibelios



Figura 27. El Ruido

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

2.8.1.- Contaminación Acústica

Según Escoda (s.f.) “Podríamos decir que hoy día los cuatro problemas de la polución apocalíptica que amenaza el mundo son los que representan la contaminación del aire, del suelo, del agua y la del ruido”.



Figura 28. El ruido y tráfico intenso

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

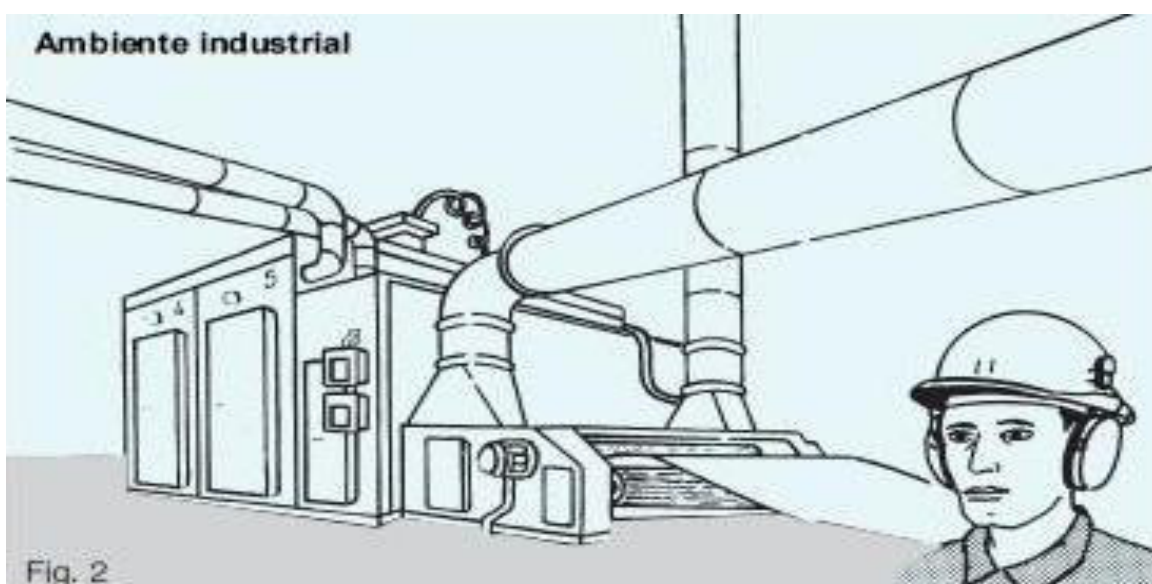


Figura 29. Ambiente industrial y el ruido

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

2.8.2.- Efectos Perniciosos del Ruido

Según Escoda (s.f.) “Por debajo de los 45 dB se considera una zona de bienestar y a partir de los 55 dB las personas empiezan a considerar molesto el ruido. Cuando se sobrepasan los 85 dB se manifiestan los efectos nocivos. Fig. 28 y 29. Una faceta es la modificación de la sensibilidad de los ojos a los colores. Se provoca una excitación nerviosa, una disminución de los reflejos y una falta de atención. Por fatiga de los huesecillos del oído se producen momentáneas sorderas”. Total, estamos diciendo que un ruido alto persistente puede volvernos, momentáneamente, *sordos, ciegos y mudos*.

2.8.3.- Sonido y Ruido

Según Escoda (s.f.) “La diferencia entre sonido y ruido es subjetiva. Depende de la manera como se percibe. A unos puede molestar un sonido que encanta a otros, como cierto tipo de

música. En el terreno de las definiciones diremos que el sonido es la *sensación* que reciben los órganos auditivos *debida* a las variaciones de presión del aire, provocadas por vibraciones del mismo. Según la física se caracteriza por su **intensidad** (fuerte o débil), su **tono** (frecuencia aguda o grave) y su **timbre** (debido a los armónicos de la onda fundamental, que permite distinguir el sonido de un piano del de un violín)". El ruido es un sonido que, por sus características e intensidad, nos parece molesto.

2.8.4.- Como se Mide el Sonido

Según Escoda (s.f.) "El sonido debido a una variación de la presión se propaga a 340 m/s (equivale a 1,225 KPH). Si las variaciones son 20 veces por segundo, esto es 20 Hz, hasta 20,000 Hz el sonido es audible, lo percibe el oído humano".

2.8.5.- El Decibelio

Según Escoda (s.f.) "Si deseáramos medir una magnitud **P** entre su valor inferior 20 μPa a su valor superior 20'000,000 μPa , resultaría una escala con valores inmanejables. Por ello se recurre a la fórmula":

$$\text{NPS} = 20 \log(P/20) [\text{dB}] \quad (2.49)$$

Según Escoda (s.f.) "Que compara el valor a medir **P** con el umbral de audición (20 μPa). Se saca el logaritmo decimal y se multiplica por 20. El resultado son los decibelios, dB, de tal presión **P**".

2.9.- El Agua

EL AGUA. La sicrometría

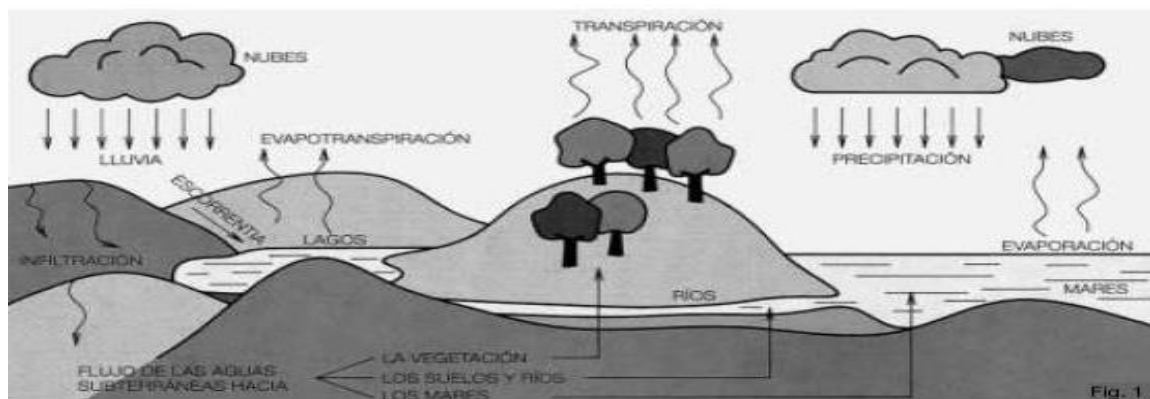


Figura 30. Ciclo hidrológico del agua

Fuente: Escoda (s.f.), "Manual Práctico de Ventilación S&P" (2 ed.), Barcelona.

2.9.1.- La Psicrometría

Según Golden (2011) “Sin duda, una de las mezclas de gases de mayor importancia es la de aire y vapor de agua por su aplicación en los procesos de aire acondicionado. El aire acondicionado involucra procesos que dan como resultado un cambio de Temp. del aire húmedo o un cambio de la concentración de vapor de agua presente en el aire, pero la masa de aire no sufre cambio alguno cuando el gas pasa por el modelo”.

2.9.2.- El Agua - Composición

Según Escoda (s.f.) “El agua pura (de lluvia) tiene por fórmula H_2O . Es una combinación química de dos volúmenes de Hidrógeno y uno de oxígeno. El agua ordinaria es impura por llevar sales, materia orgánica y gases disueltos (30cc de aire por litro)”.

2.9.3.- Dureza del agua:

Según Escoda (s.f.) “Se llama agua dura a la que lleva en disolución sales de magnesio, hierro y calcio”.

2.9.4.- Constantes Físicas del Agua

Según Escoda (s.f.) “Corresponden a agua a $4^{\circ}C$, 760 mm cda. Peso específico: 1,000 kg/m^3 . Volumen: 1 dm^3/kg ”

Calor: 1 $kcal/^{\circ}C\text{-}kg$.

2.9.5.- Constantes Físicas del Vapor de Agua

Según Escoda (s.f.) “El vapor es agua en su fase gaseosa. Puede hacerlo a cualquier Temp. sólo o coexistiendo con agua y aún con hielo. Su Temp. T , su presión P , y su densidad ρ están correlacionadas para cada estado. Se llama vapor saturado cuando coexiste con agua líquida sin traspaso de una al otro y viceversa”.

2.9.6.- Constantes Críticas

Según Escoda (s.f.) “En las condiciones críticas desaparecen las diferencias entre los estados líquido y gaseoso, las densidades son iguales y el calor de vaporización es nulo. Desaparece la superficie de separación. La Temp. T_c por encima de la cual no hay licuación se llama crítica. La presión P_c que corresponde a la Temp. crítica se llama presión crítica. Esta presión es la de saturación”.

2.9.7.- Gas y Vapor

Según Escoda (s.f.) “Se llama gas a todo fluido expansible cuya Temp. es superior a la crítica.

No es licuable por compresión. Se llama vapor a todo fluido expansible cuya Temp. es inferior a la crítica. Se licua por compresión”.

2.10.- Psicrometría

Según Golden (2011) “En la práctica, una mezcla de gases de suma importancia por su aplicación en los procesos de aire acondicionado es la de aire con vapor de agua. En los procesos comunes de aire acondicionado el aire seco pasa por el proceso sin alteraciones en su composición, por lo que es conveniente expresar las propiedades por kilogramo de aire seco”.

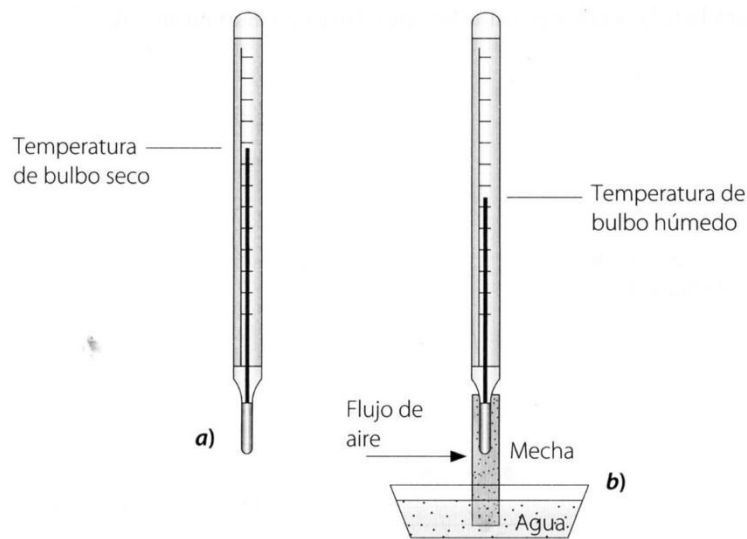


Fig. 10.10. a) Termómetro de bulbo seco, y b) termómetro de bulbo húmedo.

Figura 31. Termómetro de bulbo húmedo y bulbo seco.

Fuente: Golden (2011) “Termodinámica para Ingeniería”, México D.F.: Editorial Trillas.

Las propiedades de importancia son:

2.10.1.- Humedad Absoluta

Según Golden (2011) “La masa de vapor por unidad de masa de aire seco. Es más conveniente expresarla en términos de la presión parcial de vapor (p_v) y la presión total”:

$$\omega = 0.622 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (2.50)$$

2.10.2.- Humedad Relativa

Según Golden (2011) “La relación entre la presión parcial del vapor (p_v) y la presión parcial del vapor que existiría en aire saturado a la Temp. de la mezcla (p_{ws}). La presión parcial para saturación es igual a la presión de vapor en equilibrio con el líquido a la Temp. de la mezcla”.

$$\phi = \frac{p_v}{p_{ws}} \quad (2.51)$$

2.10.3.- Entalpía Específica de aire Húmedo

Según Golden (2011) “La entalpía específica de la mezcla de aire seco y vapor de agua expresada en unidades de energía (J) por unidad de masa de aire seco (kg de aire seco)”:

$$h = c_{pa}T + \omega h_g = 1.005T + \omega h_g$$

$$h = c_{pa}T + (1.82T + 2501.3)\omega = (1.005 + 1.82\omega)T + 2501.3\omega$$

$$h = c_{pa}(T + -273.15) + (1.82T + 2004.2)\omega$$

$$T = ^\circ C$$

$$h = (1.005 + 1.82\omega)T + 2004.2\omega - 274.52 \quad (2.52)$$

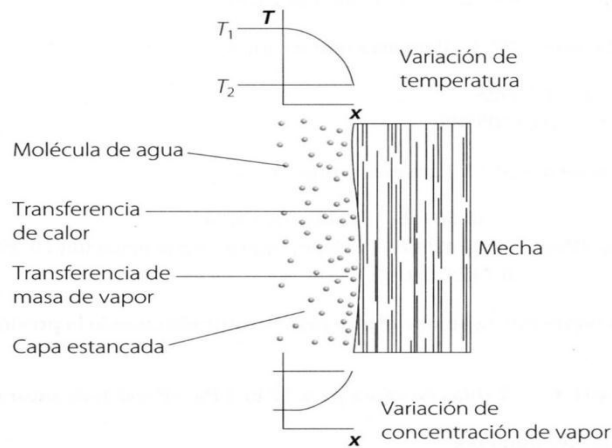


Figura 32. Proceso dinámico de T. de C. en la determinación de la Temp. del bulbo húmedo.

Fuente: Golden (2011) “Termodinámica para Ingeniería”, México D.F.: Editorial Trillas.

2.10.4.- Temp. de Rocío

Según Golden (2011) “La Temp. a la que la condensación de vapor empieza cuando se reduce la Temp. del aire húmedo, mientras la presión se mantiene constante”.

2.10.5.- Volumen Específico

Según Golden (2011) “El volumen de la mezcla por unidad de masa de aire seco”:

$$v = \frac{RT}{M_a(p - p_v)} \quad (2.53)$$

2.10.6.- Temp. de Saturación Adiabática

Según Golden (2011) “Cuando una corriente de aire húmedo (condición 1) se pone en contacto con agua líquida, si el tiempo de contacto es suficientemente largo habrá un equilibrio entre las fases en la escapatoria y el aire estará saturado (condición 2). Si se impone

la condición adicional de que el agua líquida que reemplaza el agua evaporada entra a la Temp. a la que sale el aire se obtiene la siguiente relación”:

$$\omega_1 = \frac{c_{pa}(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg2}}{h_{g1} - h_{f2}} \quad (2.54)$$

2.10.7.- Temp. de Bulbo Húmedo

Según Golden (2011) “Cuando una corriente de aire húmedo fluye sobre un termómetro cuyo bulbo está cubierto por una mecha húmeda, el aire causa una evaporación continua del líquido de la mecha enfriando el bulbo del termómetro. La Temp. de régimen permanente que se registra en el termómetro es la Temp. de bulbo húmedo”.

2.10.8.- Diagramas Psicrométricos

Según Escoda (s.f.) “El estudio del estado de una masa de aire se basa en funciones matemáticas, algunas de naturaleza experimental, que no permiten cálculos sencillos, pero si puede realizarse cómodamente por métodos gráficos. Así”:

- Humedad Relativa **HR%**.
- Rectas horizontales corresponden a las Temp.s de rocío **T'** (100% HR)
- Rectas casi verticales representan Temp.s secas **T**.
- Rectas inclinadas que marcan las Temp.s húmedas **TBH**.
- Rectas inclinadas que marcan las entalpías específicas **h**.
- Curvas indican el volumen específico o densidad del aire húmedo **v**.

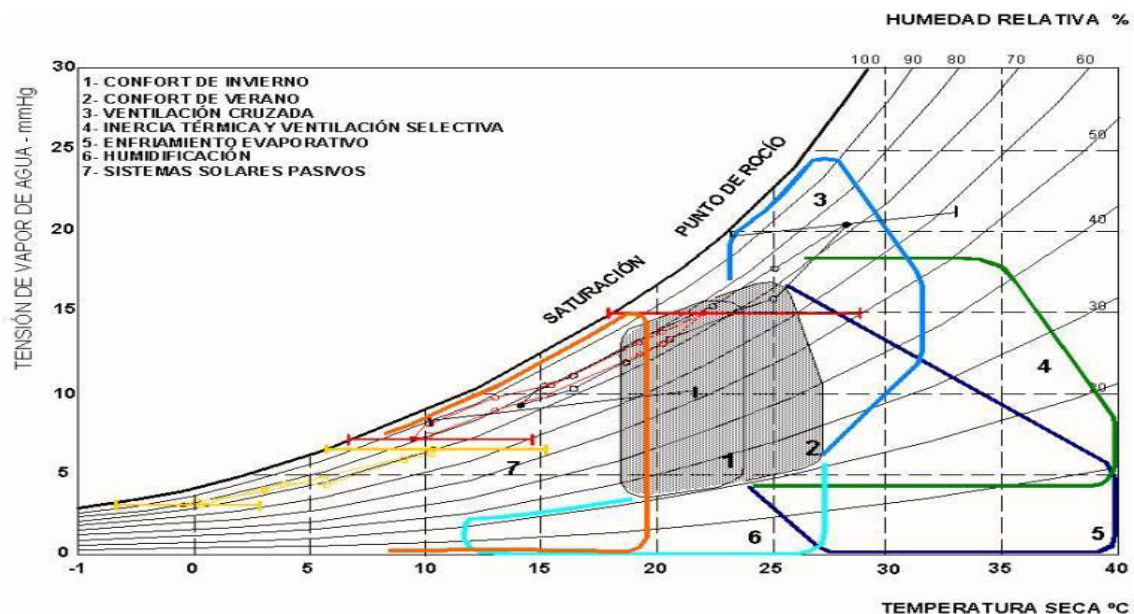


Figura 33. Diagrama psicrométrico

Extraído de: Baruck G., “https://es.wikipedia.org/wiki/Baruch_Givoni”

2.11.- Ventilación de Locales Húmedos

Según Escoda (s.f.) “La humedad en el interior de los habitáculos afecta a todos los seres vivos, personas, animales y plantas que los habitan y también a los objetos y materiales que contienen. Si la humedad es excesiva se condensa agua en las superficies frías, paredes y cristales, y perjudica a los habitantes por la formación de mohos, deteriorando a la vez los muebles, pintura y paredes de la casa. Por el contrario, si la humedad es muy baja afecta a las gargantas con la conocida sensación de boca seca y a las mucosas de las personas, resquebrajando las maderas y materiales del interior”.

La eficiencia estándar de aire interior de un edificio depende de:

- a) De la Clase de aire aportado por la ventilación desde el exterior. Puede que sea de gran pureza como el de ambientes rurales o muy contaminado por las industrias o el tráfico de las grandes ciudades.
- b) De los materiales de construcción de las viviendas, adhesivos de los tableros y revestimientos, moquetas, formaldehidos, fibras, cortinajes, etc.
- c) De las actividades que se desarrollan en su interior como el cocinar, los procesos de limpieza, uso de aerosoles, combustión, etc.
- d) De la ocupación por seres vivos, animales y plantas: la respiración, el olor, humo de tabaco, etc.
- e) De la Temp.
- f) De la Humedad.

Esta expresión se usa en tanto por ciento y se indica como HR%.

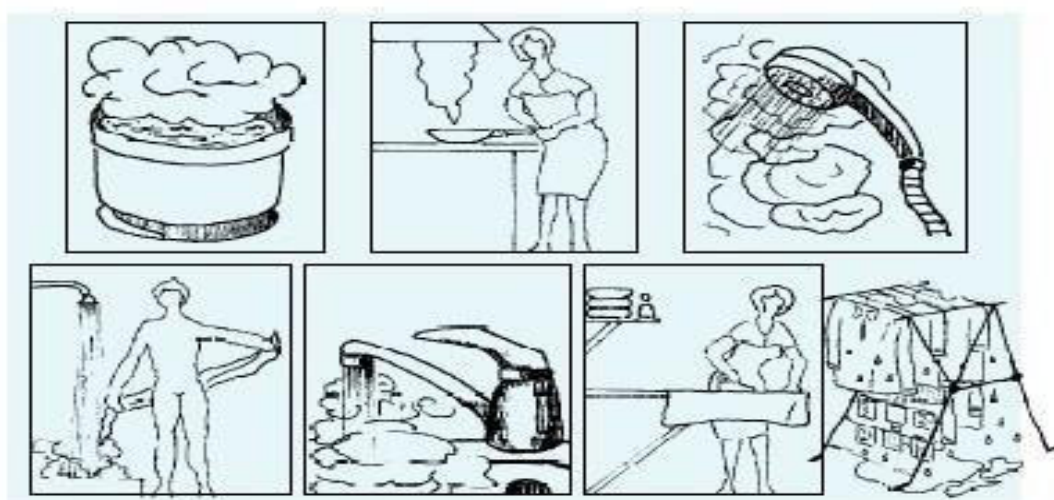


Figura 34. Ventilación y Humedad en interiores.

Fuente: Escoda S. (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

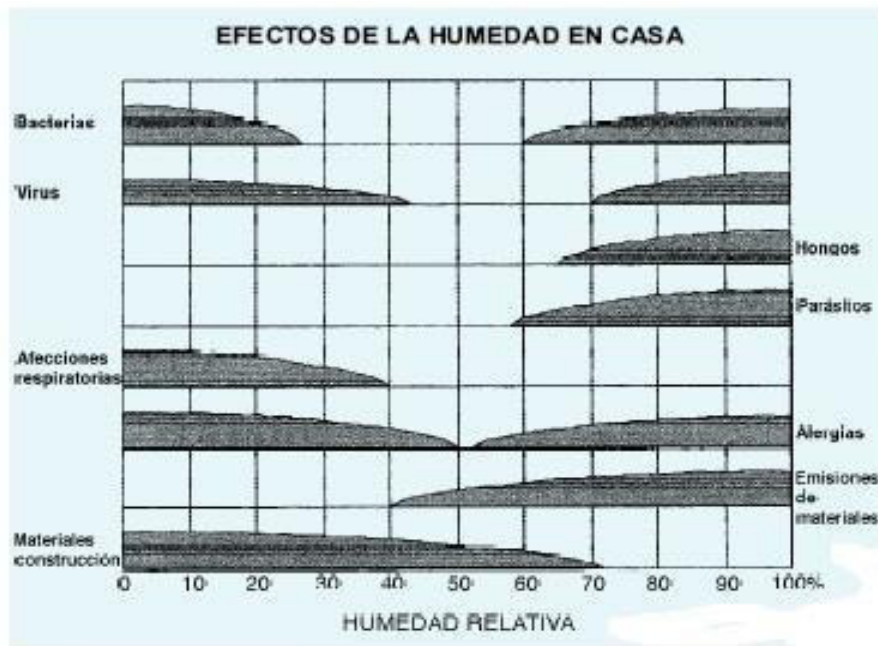


Figura 35. Clase de aire interior y la humedad

Fuente: Escoda (s.f.), "Manual Práctico de Ventilación S&P" (2 ed.), Barcelona.

ASHRAE, "asociación americana de climatización define un clima húmedo como aquél en el que la Temp. de bulbo húmedo es de 19°C o mayor durante 3,500 horas, o 23°C durante 1,750 horas o más, durante los seis meses consecutivos más calientes del año".

2.11.1.- Des humidificación

Según Escoda (s.f.) "Se describe los procedimientos para controlar la humedad cuando sea excesiva. Para ambientes domésticos o residenciales existe la posibilidad de usar deshumidificadores. Los cuales son capaces de absorber, condensado de agua que se recoge en una cubeta o se evacua por un drenaje, según su tamaño y potencia. Diez litros de agua en 24 horas trabajando con aire al 70% de humedad es lo más corriente".

2.11.2.- Ventilación

Según Escoda (s.f.) "El procedimiento más fácil de establecer y que además es necesario para controlar toda la contaminación que se genera y produce en los locales habitados, es la ventilación que arrastra hacia afuera el aire cargado de humedad y de contaminación, sustituyéndolo por otro de procedencia exterior más seco y puro".

2.11.3.- Ventilación Mecánica

Según Escoda (s.f.) "La ventilación mecánica a base de extractores de aire es la única forma de poder garantizar los gastos de aire preconizados en la tabla 1. Debe establecerse un modelo y diseñar el circuito de circulación deseado. Para locales desocupados puede conectarse el

modelo de ventilación a detectores de humedad, que arrancan la ventilación cuando es necesario y la detienen al ser rebajada la humedad al límite prefijado”.

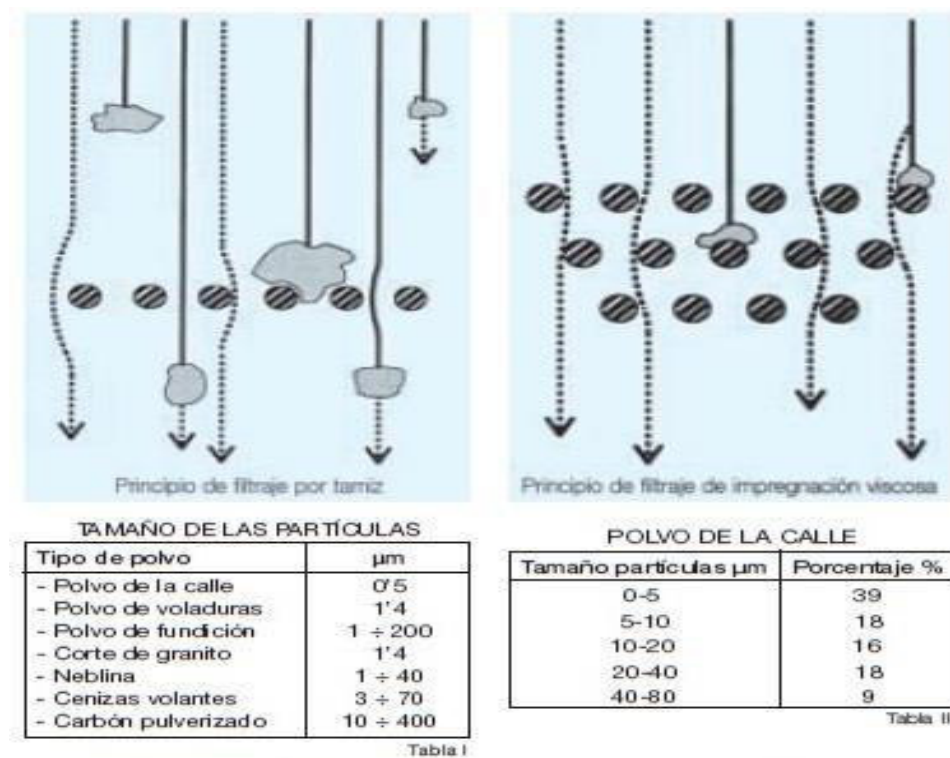


Figura 36. Tamaño de partículas de tipos de polvo

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

2.12.- Depuración de Aire

Según Escoda (s.f.) “Filtros: El aire que respiramos contiene partículas en suspensión, se llama polvo en general, que puede aumentar considerablemente debido a los procesos industriales como triturado, taladrado, pulido, etc. Mantener la cantidad de estas partículas dentro de unos límites razonables es una de las operaciones a que debe someterse el aire, tanto para prevenir posibles enfermedades como para evitar inconvenientes en tales procesos y averías en útiles o máquinas”.

DEPURACION DE AIRE.

- Tamaño de las partículas en suspensión.
- Concentración de polvo en el aire.

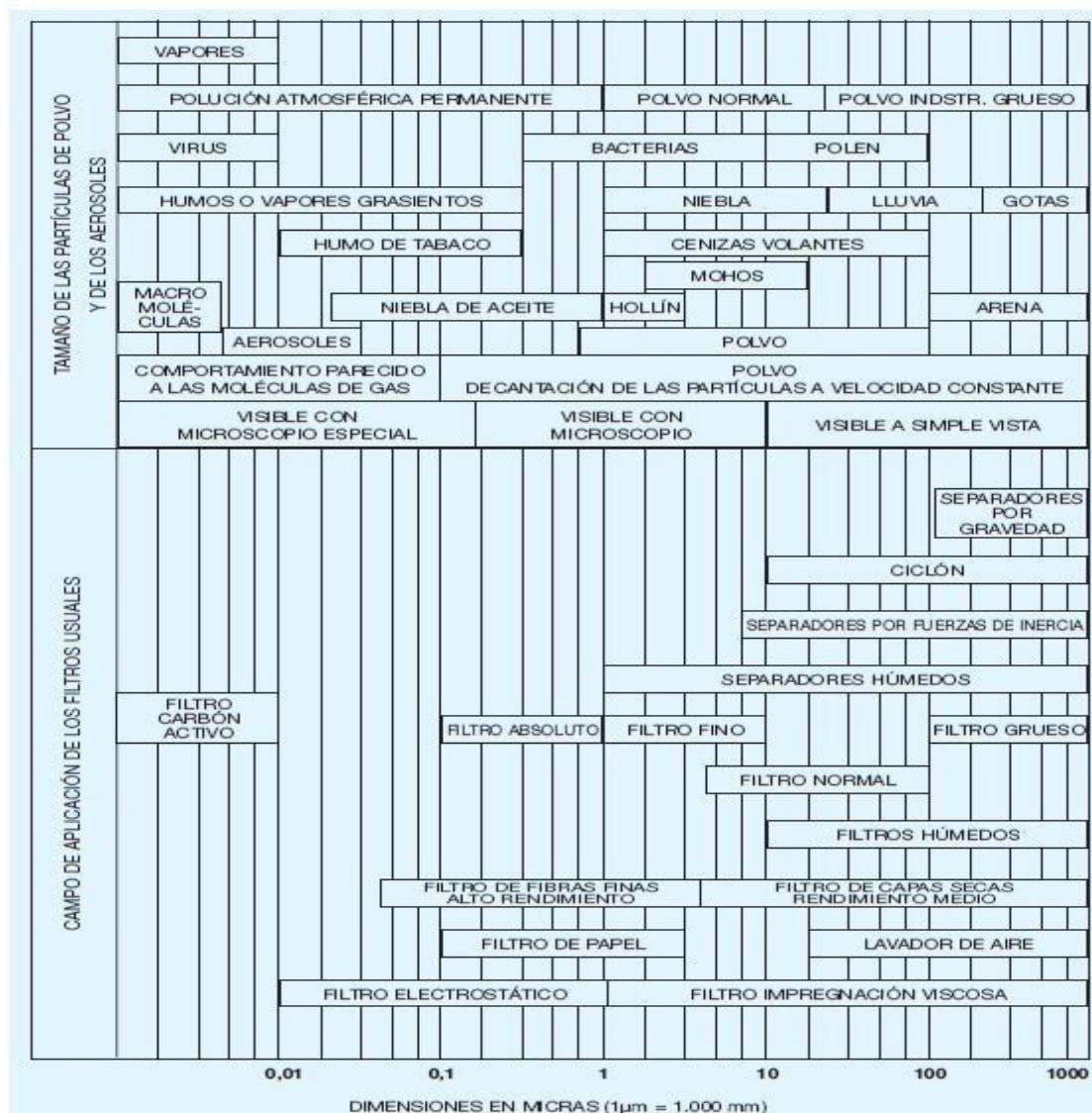


Figura 37. Contaminantes y sus tipos de filtros

Fuente: Escoda. (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

Los dispositivos utilizados para depurar el aire se dividen en dos grupos principales:

- Filtros de aire.
- Separadores de polvo.

Tabla 7. Resistencia física y química de materiales de filtros

MATERIA	Temperatura máx. °C		RESISTENCIA FÍSICA					RESISTENCIA QUÍMICA				
	Con- ti- nua	Inter- mi- tente	Ca- lor seco	Calor húme- do	A- bra- sión	Vi- bra- ción	Fle- xión	Ácidos Mine- rales	Ácidos Orgá- nicos	Al- ca- lis	Oxi- dan- tes	Disol- ven- tes
- LANA	101	121	R	R	B	R	B	R	R	M	M	R
- ALGODÓN	82	-	B	B	R	B	B	M	B	R	R	E
- POLIÉSTER	135	-	B	R	B	E	E	B	B	R	B	E
- ACRÍLICA	135	140	B	B	B	B	E	B	B	R	B	E
- POLIAMIDA												
Nylon	107	-	B	B	E	E	E	M	R	B	R	E
Nomex	203	-	E	E	E	E	E	M-R	E	B	B	E
- POLIPROPILENO	93	121	B	R	E	E	B	E	E	E	B	B
- FLUORCARBONATO (Teflón)	260	267	E	E	M-R	B	B	E	E	E	E	E
- FIBRA DE VIDRIO	260	315	E	E	M	M	R	E	E	R	E	E

E = Excelente B = Buena R = Regular M = Malo

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

2.13.- Filtros de Aire

Según Escoda (s.f.) “Son dispositivos diseñados para disminuir la concentración de las partículas que se encuentran en suspensión en el aire. El tipo de filtro a emplear dependerá del tamaño de las partículas a separar tal como se muestra en la tabla 8, así”:

- Para la separación de virus y partículas de tamaño molecular se utilizan filtros de **carbón activado**.
- Para separar hollín y humo de tabaco deben utilizarse filtros **electrostáticos**.
- Para separar polen y polvo deben utilizarse filtros **húmedos y secos**

2.13.1.- Filtros Húmedos

Según Escoda (s.f.) “Llamados también viscosos consisten en un entramado filtrante de material metálico o fibra que está impregnado de una materia viscosa como aceite o grasa”.

Según Escoda (s.f.) “Si se observa un filtro de este tipo veremos que en el lado de llegada del aire el material es mucho menos tupido que en lado de escapatoria, con esta disposición se consigue aumentar la vida útil del filtro ya que las partículas que quedan primeramente

retenidas son las de mayor granulometría y el aire que llega a las sucesivas capas es cada vez más puro”.

2.13.2.- Filtros Secos

Según Escoda (s.f.) “Están formados por un material fibroso o por un lecho de fibras finas a través del cual se hace pasar el aire. Otras características a tener en cuenta al seleccionar un filtro serán: la pérdida de carga del mismo, el rendimiento, así como el incremento que experimenta la pérdida a medida que aumenta el contenido de polvo del mismo”.

2.13.3.- Separadores de Polvo

Según Escoda (s.f.) “Si volvemos a la Tabla 8 veremos que cuando las partículas tienen un diámetro superior a 2 μm pueden emplearse medios mecánicos para su separación. En este caso llamaremos al proceso *separación de polvo*”.

Según Escoda (s.f.) “Los separadores de polvo pueden clasificarse de la siguiente manera:

- Separadores por Gravedad: Se utilizan cuando las partículas son de gran tamaño. Los más característicos son las *cámaras de sedimentación*.
- Separadores por fuerzas de Inercia: En este tipo de colector se utiliza el principio que la masa efectiva de las partículas puede incrementarse mediante la aplicación de la fuerza centrífuga. El tipo más característico es el *ciclón*.
- Separadores Húmedos: Llamados en Ingles *Scrubbers* en los que se utiliza el agua para evitar que las partículas vuelvan a la corriente de aire.
- En la tabla 4 se han recogido los principales parámetros que pueden ser de utilidad al escoger un separador de polvo, pudiéndose comparar, en la misma tabla, con los que definen los filtros de aire”.

Tabla 8. Características de Filtros.

		Tipo	Tamaño mínimo partículas μm	Concentración óptima g/m^3	Velocidad normal		Pérdida de carga c.d.a.	Rendimiento aproximado %
					m/s	A través de		
SEPARADORES DE POLVO	POR GRAVEDAD	CÁMARA DE SEDIMENTACIÓN	200	>180	15 ÷ 3	LA CÁMARA	<25	<50
	POR FUERZAS DE INERCI	CÁMARA DE CHOQUE	50 ÷ 150	>180	5 ÷ 10	ENTRADA	<13	<50
		CICLÓN	>10	>35	10 ÷ 20	ENTRADA	<50	<80
		MULTICLÓN (Ciclones de poco diámetro)	>5	>35	10 ÷ 20	ENTRADA	<100	<90
	SEPARADORES HÚMEDOS (SRUBBERS)	DE CHOQUE	>5	>35	15 ÷ 30	TOBERAS	>50	<80
	DE CHORRO	<5	>3'5	10 ÷ 15	ENTRADA	<200	<90	
DE TOBERA SUMERGIDA		>2	>3'5	10 ÷ 20	TOBERAS	>50	<90	
FILTROS	ELECTROSTÁTICO	ALTA TENSIÓN	<2	>3'5	1 ÷ 3	PLACAS	<8	<95
		BAJA TENSIÓN	<1	<0'05	1'5 ÷ 25	PLACAS	<25	<90
	FILTROS DE AIRE	HÚMEDOS	>5	<0'07	15 ÷ 25		2 ÷ 18	65 ÷ 90
		SECOS	>0'5	<0'035	0'1 ÷ 25		2 ÷ 25	50 ÷ 95
		ABSOLUTOS	<1	<0'035	0'1 ÷ 25		25 ÷ 65	99'95
PARA ABSORCIÓN DE OLORES (Carbón activo)		MOLECULAR	<0'035	0'1 ÷ 06		<8	>95	

Fuente: Escoda (s.f.), “Manual Práctico de Ventilación S&P” (2 ed.), Barcelona.

2.14.- Pérdida de Carga

Según Escoda (s.f.) “El filtro opone una resistencia al paso del aire originando una pérdida de carga, expresada en pascales o mm c.d.a., que deberá vencer la presión del ventilador que impulse aire a través del mismo. Esta pérdida de carga es inicial, con el filtro limpio, o bien final recomendada, que es cuando el filtro debe limpiarse o reponerse por otro nuevo. Para mantener el gasto de aire uniforme debe preverse el aumento de pérdida de carga a medida que se colmata el filtro”.

2.15.- Confort

Según Escoda (s.f.) “(galicismo procedente de la palabra francesa confort, que a su vez es un anglicismo procedente de la palabra inglesa confort) es aquello que produce bienestar y comodidades”.

Según Escoda (s.f.) “La concepción clásica del confort podría asociarse a características objetivas de un espacio determinado, parámetros que puedan analizarse de forma

independiente del usuario y objeto directo del diseño ambiental.

Algunos de estos parámetros son específicos para cada sentido (térmico, acústico, visual) y permiten ser calculados con unidades físicas” (grado centígrado, decibelios, lux).

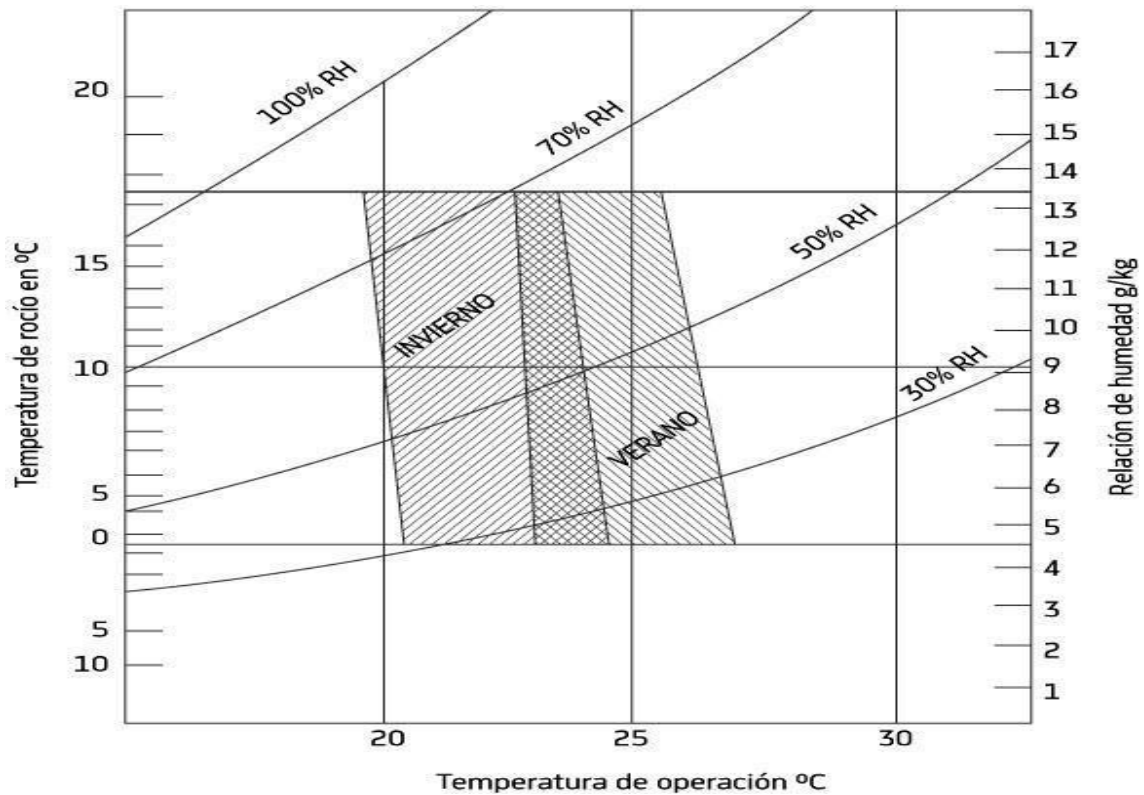


Figura 38. Diagrama psicrométrico y confort

Extraído de: Mundo HVACR, “<https://www.mundohvacr.com.mx/2015/03/consideraciones-en-el-diseno-de-modelos/>”

2.16.- Salas Limpias - Normativa Vigente.

Extraído de: ELUR Salas Blancas, “<https://www.elursl.com/salas-limpias.php>”

“El concepto de sala limpia surge con la necesidad de disponer de un recinto en el cual pueda llevarse a cabo el procesado de productos (farmacéuticos, nutricionales, cosméticos, microelectrónicos, etc.), de forma segura para la Clase de dichos productos, es decir, evitando la contaminación microbiana, la contaminación cruzada con otros productos y cualquier otra contaminación externa, incluida la que puedan producir los propios operarios”.

Extraído de ELUR Salas Blancas “El diseño de la sala no se debe limitar a la definición de materiales y condiciones de trabajo de los elementos seleccionados para garantizar el cumplimiento de las especificaciones, debe además considerar la facilidad de mantenimiento de los modelos para garantizar el cumplimiento de las especificaciones de usuario en el tiempo”.

2.16.1.- Medidas de Actuación

Parten por una inspección del edificio y las instalaciones del modelo de ventilación y aire acondicionado.

Extraído de SESLAP “Medición de parámetros mínimos según norma UNE 17330-2: Evaluación higiénica de los modelos de ventilación, Temp., humedad relativa, movimiento de aire, gasto de aire, CO₂, CO, partículas en suspensión, hongos en suspensión, bacterias en suspensión, iluminación mínima, ruido ambiental, campos electromagnéticos, electricidad estática, formaldehído, ozono, COV compuestos orgánicos volátiles, fibras en suspensión, NO_x, SO₂, Radón, Confort térmico según UNE-EN ISO 7730”.

En la siguiente tabla, se presentan algunos valores límites de la Clase del aire interior, propuesto por la Organización Mundial de la Salud (OMS, 1999). Fuente: “http://www.seslap.com/seslap/html/curCong/congresos/xixcongreso/jueves_26/bastida/mesa6/ana_adellac.pdf”

Tabla 9. Guía Clase de aire interior. Referencia valores límite OMS

COMPUESTO	Punto final de salud	Valor guía (µg/m ³)	Tiempo de exposición
CO ₂	Cambios en la función pulmonar en asmáticos. Aumento de los síntomas respiratorios en individuos Sensibles	500 125 50	10 minutos 24 horas 1 año
NO ₂	Ligeros cambios de la función pulmonar en asmático	200 (0,1 ppm) 40 (0,02 ppm)	1 hora 1 año
CO	Nivel crítico de COHb <2,5%	100.000 (90 ppm) 60.000 (50 ppm) 30.000 (25 ppm) 10.000 (10 ppm)	15 minutos 30 minutos 1 hora 8 horas
OZONO	Respuesta de la función respiratoria	120	8 horas
PLOMO	Nivel crítico de Pb en sangre <100-150.gPb/l	0,5	1 año

Extraído de: Adellac A., “http://www.seslap.com/seslap/html/curCong/congresos/xixcongreso/jueves_26/bastida/mesa6/ana_adellac.pdf”

1.3 Límites de las Clases del Estándar ISO 14644-1.

Número de la Clasificación ISO	Límites máximos de concentración (P partículas/ m ³ de aire) de partículas " iguales a " y "mayores que" los tamaños mostrados abajo					
	>= 0.1µm	>= 0.2µm	>= 0.3µm	>= 0.5µm	>= 1µm	>= 5.0µm
ISO Clase 1	10	2				
ISO Clase 2	100	24	10	4		
ISO Clase 3	1.000	237	102	35	8	
ISO Clase 4	10.000	2.370	1.020	352	83	
ISO Clase 5	100.000	23.700	10.200	3.520	832	29
ISO Clase 6	1.000.000	237.000	102.000	35.200	8.320	293
ISO Clase 7				352.000	832.00	2.930
ISO Clase 8				3.520.000	832.000	29.300
ISO Clase 9				35.200.000	8.320.000	293.000

1.4 Comparación entre las clases equivalentes del Federal Standard 209 y de la ISO 146441.

Clase ISO 146441	Clase 3	Clase 4	Clase 5	Clase 6	Clase 7	Clase 8
Federal Standard	Clase 1	Clase 10	Clase 100	Clase 1.000	Clase 10.000	Clase 100.000

CLASIFICACIÓN DE LAS SALAS BLANCAS



CLASIFICACIÓN DE LAS SALAS BLANCAS

1.5 Clasificación del Aire en la Unión Europea, guía para Buenas Prácticas de Fabricación.

Grado	Numero máximo de partículas permitidas x m ³ iguales a o sobre			
	En descanso		En operación	
	>= 0.5µm	>= 5.0µm	>= 0.5µm	>= 5.0 µm
A	350	0	3.500	0
B	3.500	0	350.000	2.000
C	350.000	2.000	3.500.000	20.000
D	3.500.000	20.000	No definido	No definido

Nota:

Grado A y B corresponde a clase 100, M 3.5, ISO 5

Grado C corresponde a clase 10000, M 5.5, ISO 7

Grado D corresponde a clase 100000, M 6.5, ISO 8

1.6 Clasificación de contaminación de Salas Limpias.

SUSTANCIA			ENERGÍA
Física	Química	Biológica	
Polvo	Compuestos orgánicos	Bacteria	Térmica
Suciedad	Sales inorgánicas	Hongos	Luz
Arenilla	Vapor	Esporas	Electromagnética (EMI)
Fibra	Mist	Polen	Electrostática (ESD)
Lint	Fume	Virus	Radiación
Ceniza volátil	Humo	Células de piel humana	Eléctrica

1.7 Partículas en el aire exterior.

Número de Partículas / m ³ en el aire exterior			
Tamaño en Micrones	Sucio	Normal	Limpio
>0.1	10.000.000.000	3.000.000.000	500.000.000
>0.3	300.000.000	90.000.000	20.000.000
>0.5	30.000.000	7.000.000	1.000.000

CLASIFICACIÓN DE LAS SALAS BLANCAS

1.8 Calendario de tests OBLIGATORIOS para demostrar el cumplimiento continuo de salas limpias.

Parámetro	Clase	Máximo Intervalo de Tiempo
Cuento de Partículas	<= ISO 5	6 Meses
	>ISO 5	12 Meses
Diferencia presión aire	Todas las Clases	12 Meses
Flujo de Aire	Todas las Clases	12 Meses

1.9 Calendario de tests OPCIONALES para demostrar el cumplimiento continuo de salas limpias.

Parámetro	Clase	Máximo Intervalo de Tiempo
Installed Filter Leakage Fugas	Todas	24 Meses
Containment Leakage	Todas	24 Meses
Recovery	Todas	24 Meses
Airflow Visualization	Todas	24 Meses

CLASIFICACIÓN DE LAS SALAS BLANCAS

1.10 Comparación de estándares Internacionales.

País y Estándar						
USA 209D	USA 209E	Inglaterra BS 5295	Australia AS 1386	Francia AFNOR NFX 44101	Alemania VDI 2083	ISO
Fecha de emisión						
1988	1992	1989	1989	1981	1990	1999
1	M 1.5	C	0.035		1	3
10	M 2.5	D	0.35		2	4
100	M 3.5	E o F	3.5	4000	3	5
1.000	M 4.5	G o H	35		4	6
10.000	M 5.5	J	350	400.000	5	7
100.000	M 6.5	K	3.500	4.000.000	6	8

1.11 EUGGM P 2002 Límites recomendados de Contaminación Microbiana.

Grade	Air Sample cfu/m³	Settle Plates Diam 90 mm cfu/m³	Contact Plates Diam 55 mm cfu/m³	Glove Print 5 fingers cfu/glove
A	<1	<1	<1	<1
B	10	5	5	5
C	100	50	25	
D	200	100	50	

Nota:

Grado A y B corresponde a clase 100, M 3.5, ISO 5

Grado C corresponde a clase 10000, M 5.5, ISO 7

Grado D corresponde a clase 100000, M 6.5, ISO 8

CLASIFICACIÓN DE LAS SALAS BLANCAS

1.12 Clasificación del Aire por la Organización Mundial de la Salud (OMS) 2002.

Número Máximo Permitido / m³			
Grado	Partículas		Micro organismos
	0.5µm	0.5µm	
A (LA F)	350	0	<1
A	3.500	0	5
B	350.000	2	100
C	3.500.000	20	500

Nota:

Grado A y B corresponde a clase 100, M 3.5, ISO 5

Grado C corresponde a clase 10000, M 5.5, ISO 7

Grado D corresponde a clase 100000, M 6.5, ISO 8

1.13 Clasificación del Aire por el "Schedule M".

Grado	Número Máximo Permitido / m³ Igual o mayor			
	En descanso		En operación	
	0.5µm	0.5µm	0.5µm	0.5µm
A	352	29	3.520	293
A	3.520	293	352.000	2.930
B	352.000	2.930	3.520.000	29.300
C	3.520.000	29.300	not defined	not defined

Nota:

Grado A y B corresponde a clase 100, M 3.5, ISO 5

Grado C corresponde a clase 10000, M 5.5, ISO 7

Grado D corresponde a clase 100000, M 6.5, ISO 8

CLASIFICACIÓN DE LAS SALAS BLANCAS

1.14 Tipos de Operaciones para preparaciones asépticas.

Grade	Types of Operations for Aseptic Preparations
A	Preparación aseptica y relleno
B	Background room conditions for activities requiring Grade A
C	Preparación de Soluciones para ser filtradas
D	Manipulación de componentes después del lavado

Nota:

Grado A y B corresponde a clase 100, M 3.5, ISO 5

Grado C corresponde a clase 10000, M 5.5, ISO 7

Grado D corresponde a clase 100000, M 6.5, ISO 8

1.15 Tipos de Operaciones para productos esterilizados terminales.

Grade	Types of Operations for Terminally Sterilised Products
A	Relleno de productos, no usualmente riesgosos
C	Placement of filling and sealing machines, preparation of solutions, when unusually at risk. Filling of products when unusually at risk
D	moulding, blowing (preforming) operations of plastic containers, Preparation of solutions and components for subsequent filling

Nota:

Grado A y B corresponde a clase 100, M 3.5, ISO 5

Grado C corresponde a clase 10000, M 5.5, ISO 7

Grado D corresponde a clase 100000, M 6.5, ISO 8

CLASIFICACIÓN DE LAS SALAS BLANCAS

1.16 Monitoreo ambiental de Salas Limpias.

SI / No	Test	Frecuencia
1	Monitoreo de partículas en suspensión	6 meses
2	Test de integridad del filtro HEPA	Anualmente
3	Cálculo de la tasa de cambios de aire	6 meses
4	Diferenciales de Presión de Aire	Diaría
5	Temperatura y Humedad	Diaría
6	Monitoreo microbiológico por placas/o muestras en áreas asépticas	Diaría, y menor frecuencia en otras áreas

1.17 Clasificación del Aire por la US FDA, directrices para productos con drogas estériles.

Clasificación del área Limpia	<0.5 µm Partículas/ft³	<0.5 µm Partículas/m³	Límites Microbiológicos cfu/ft³	Límites Microbiológicos cfu/m³
100	100	3,500	<1	<3
1,000	1,000	35,000	<2	<7
10,000	10,000	350,000	<3	<18
10,0000	10,0000	3,500,000	<25	<88

CLASIFICACIÓN DE LAS SALAS BLANCAS

1.18 Requerimientos especiales para ISO Clase 3 Salas Limpias.

Calidad del Aire	Total Hidrocarburos <1 ppm; Na <0.1 µg/m³
Ingr. Aire Fresco	0.5 m³ /min x m² de área de sala limpia
Vibración	<0.1 µ (Edificio); <0.01 µ (Equipamiento) rms
Ruido	< 55 dbA
Temperatura	0.1 °C
Humedad	< 2%
Variación Magnética	< 1 mG
Carga Estática	< 50 V

1.19 Cleanroom Industry Design Thumb Rule.

ISO Clase	Controles	Velocidad del Aire a nivel mesa en FPM	Cambios de Aire por Hora	% de cobertura Cielo con filtro HEPA
1	Riguroso	70 - 130	>750	100
2	Riguroso	70 - 130	>750	100
3	Riguroso	70 - 130	>750	100
4	Riguroso	70 - 110	500 - 600	100
5	Riguroso	70 - 90	150 - 400	100
6	Intermedio	25 - 40	60 - 100	33 - 40
7	Intermedio	10 - 15	25 - 40	10 - 15
8	Menos riguroso	3 - 5	10 - 15	5 - 10

2.17.- Clasificación de la Limpieza del Aire según ISO 14644-1 1999

2.17.1.- Numero de clasificación:

La concentración máxima admisible posible de partículas C_n cuyo tamaño es igual o superior al tamaño de la partícula considerada:

$$C_n = 10^n \left(\frac{0.1}{D} \right)^{2.08} \quad (2.55)$$

Donde:

N es el número de clasificación ISO que va hasta el 9, se puede especificar números de clasificación ISO intermedios: 0.1 es el incremento más pequeño de N permitido.

D es el tamaño de partícula considerado expresado en mm

0.1 es una constante expresada en mm.

Se aplica el redondeo hacia el entero más próximo.

2.17.2.- Ejemplo de marcado

Clase 4 ISO, condición de funcionamiento, funcionando, tamaño de partículas considerado: $0.2\ \mu\text{m}$ (2,370 partículas/ m^3), $1\ \mu\text{m}$ (83 partículas/ m^3).

El tamaño de partículas considerado para el cual se ha de medir la concentración, se ha de determinar entre el cliente y el suministrador

Si se han de realizar mediciones con más de un tamaño de partículas de mayor tamaño D_2 , ha de ser como mínimo 1.50 veces la partícula de diámetro inferior próxima D_1 .

$$D_2 \geq 1.50 \times D_1$$

2.17.3.- Número mínimo de toma de muestras.

$$N_L = \sqrt{A} \quad (2.56)$$

Donde:

N_L = el número mínimo de toma de la muestra (se acercó a un mayor número entero);

A = el área de una premisa pura o una zona pura, m^2 .

Nota: Se ha de asegurar que la situación de la toma de muestras se encuentra distribuidas de forma simétrica en toda la superficie de la sala limpia y zonas anexas y que están situadas a la altura de la actividad del trabajo.

2.17.4.- Marcado.

El marcado de las partículas contenidas en el aire para salas limpias o zonas anexas ha de incluir:

- a) El número de clasificación expresado según “clase N de ISO”,
- b) La condición de funcionamiento que aplica a la clasificación,
- c) El tamaño de partículas considerado y con ella la concentración de partículas obtenidas de la igualdad de clasificación, en los límites de $0.1\ \mu\text{m}$ a $5\ \mu\text{m}$.

2.17.5.- Tratamiento estadístico de los datos de concentración de partículas.

Cuando en un punto de toma de muestras se han de tomar dos o más gastos de ensayo, se ha

de calcular y registrar el resultado del promedio de la concentración de partículas para cada tamaño de partícula considerado de la concentración de partículas de cada comprobación individual, según el procedimiento:

$$\bar{x}_i = \frac{x_{i,1} + x_{i,2} + \dots + x_{i,n}}{n} \quad (2.57)$$

Donde:

x_i es la concentración media de partículas en el punto i , representando una situación;

$x_{i,1}$ a $x_{i,n}$ son las concentraciones de partículas para cada una de las muestras:

n es el número de muestras en el punto de toma de muestras i .

2.17.6.- Volumen mínimo de toma de muestra.

$$V_s = \frac{20}{C_{n,m}} \cdot 1000 \quad (2.58)$$

Donde:

V_s es el gasto de aire mínimo por toma de muestra expresado en litro.

$C_{n,m}$ es el límite de clase (número de partícula por metro cúbico) para el mayor tamaño de partícula tomada en consideración de la clase correspondiente

20 es el número de partículas definida que puede ser contada si la concentración de partículas estuviera en el límite de clase.

El gasto de aire medido en cada punto de toma de muestra ha de ser como mínimo 2 litros con un tiempo de ensayo mínimo de 1 minuto.

2.18.- Control de Material Particulado

Según PCE Instrument, “El método más eficaz para determinar el grado de integridad de los filtros HEPA, es el test de fugas. El modelo más eficaz es el estándar, con Generador y Fotómetro de Aerosol según norma ISO 14644-3. La eficiencia de los HEPA se evalúa por medio de una prueba a Temp. con ftalato de dioctilo-FDO (dioctyl phthalate-DOP). El polvo utilizado para la prueba de eficiencia de los filtros HEPA es de FDO y las partículas del polvo son de 0,3 μm de diámetro, generado por vaporización y condensación, con el cual se puede evidenciar el estado del filtro, ya que si el mismo deja pasar estas partículas significa que deja ingresar partículas que contaminan el área”.

“El fotómetro portátil TDA 2H que permite efectuar el ensayo DOP/PAO sobre filtros HEPA. El fotómetro trabaja conjuntamente con un generador de aerosol; el generador sopla el aerosol en la parte frontal del filtro y el fotómetro mide la penetración de la partícula en el filtro HEPA, detectando la dispersión de la luz”.

En la siguiente figura se muestra el equipo sugerido.

Fotómetro portátil 2H con generador de aerosol



Fuente: Air Techniques International.

Figura 39. Fotómetro portátil 2H con generador de aerosol

Extraído de: “https://www.pce-instruments.com/chile/instrumento-medida/medidor/fotometro-kat_70059.htm”

- ✓ Tamaño: 10,1” x 14,3” x 5,8”
- ✓ Peso: 15,5 lb
- ✓ Voltaje: 100–250 V
- ✓ Frecuencia: 50/60 Hz
- ✓ Autorango: 0,0001 a 125 microgramos por litro. Mejora de firmware evita errores en el modelo de borrado de la pantalla cuando el muestreo está por encima de 125 microgramos por litro; pantalla se recupera cuando la concentración es baja. Alto modo permite el muestreo de las concentraciones superiores a 200 microgramos por litro.
- ✓ Iluminación: de larga duración, estables, la dispersión de estado sólido de la cámara de la fuente de luz. Fotómetro opera a baja potencia, generando fuego lento, y bajos valores de luz difusa. La esperanza de vida es de 50 000 a 100 000 horas.
- ✓ Caja: caja de instrumentos de aluminio resistente, fundido a presión y se puede desmontar fácilmente como sea necesario para la calibración y servicio de los componentes internos. El recinto tiene una manija giratoria que también actúa como un soporte, que permite la inclinación de la pantalla del panel de control para una fácil visualización, además de aumentar la facilidad de transporte.
- ✓ Adicionalmente, se dispone de una pantalla con lectura de la fuga en la sonda de toma

de muestra.

2.19.- Contador de Partículas

Según PCE Instrument, “El contador de partículas de polvo se utiliza cada vez más, además de las mediciones en el medioambiente, en fábricas y oficinas para detectar la concentración de partículas a las que están sometidos los trabajadores. Este contador de partículas de polvo también se usa en la investigación y la ampliación industrial o el sector de salas blancas. El contador de partículas puede aspirar p.e. una cierta cantidad de aire y cuentan la cantidad de partículas”.



Figura 40. Contador de partículas Modelo: P611

Fuente: Fabricante Airy Technology Inc, para PCE Instruments Chile

“El contador de partículas puede analizar en tiempo real, tienen memoria y software para la transmisión de datos al ordenador, según el modelo. Todos los modelos de contador de **partículas** trabajan según las normativas vigentes y se envían calibrados de fábrica (certificado de calibración ISO opcional). Las recalibraciones del contador de partículas de polvo (según las especificaciones del control interno de Clase) se pueden efectuar en cualquier momento pagando la tasa de calibración”.

Contador de partículas P611

“El contador de partículas láser P611 es un equipo compacto, preciso y fácil de manejar. El contador de partículas laser cumple con los siguientes estándares normas: ISO 21501-4, informe según ISO 14644-1 y EU GMP, y es conforme con JIS B9921”.

- ✓ Contador de partículas cumple con ISO 14644-1 y EU GMP, y es conforme con JIS

B9921, 10 tamaños de partículas, gran capacidad de memoria, certificación para salas blancas.

- ✓ Concentración límite: 4.000.000 cnt/ft³ (141 cnt/cm³) con 5 % de pérdida de coincidencia.
- ✓ Cuota de medición: Ajustable de 1 segundo a 99 minutos y 59 segundos.
- ✓ Memoria: 10.000 valores de medición.

Fuente: “Fabricante Airy Technology Inc, para PCE Instruments Chile”.

CAPITULO III. CALCULOS PRELIMINARES Y DE INGENIERIA

3.1.- Datos Generales hidrometeorológicos del lugar de análisis.

El estudio se encuentra ubicado en el distrito de Huaral, provincia de Chancay, departamento de Lima. Sobre una altitud de 188 msnm, a 78 km de la ciudad de Lima. Huaral cuenta con una población de 190,501 habitantes.

CLIMA

Temp. máxima (verano)	: 29.0 °C.
Temp. media anual	: 19.4°C.
Temp. mínima (invierno)	: 13.0 °C.
Humedad relativa (verano)	: 77 %
Humedad relativa (media anual)	: 81 %
Humedad relativa (invierno)	: 85 %
Precipitación media anual	: 3.0 mm.
Celeridad (Vel.) del viento	: 14 KPH.
Dirección predominante del viento	: SO

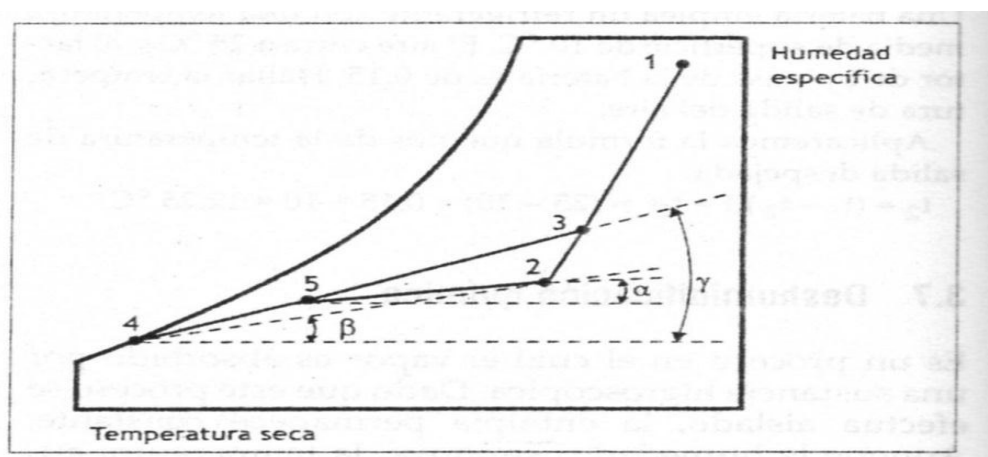


Figura 41. Representación Gráfica del proceso característico de verano

Fuente: Carrier (2009) "Manual de Aire Acondicionado", España: ediciones técnicas Marcombo.

1. Condiciones del ambiente exterior.
2. Condiciones interiores o de sala.
3. Mezcla de aire interior y exterior antes de la ATU.
4. Condiciones de rocío a pendiente térmica efectiva local.
5. Condiciones de insuflamiento del evaporador de la ATU.

3.1.1.- Condiciones exteriores en verano:

Se considera condiciones exteriores en verano, a las condiciones térmicas del ambiente de la zona de estudio, en época de verano o clima cálido, época del año que se requerirá aire acondicionado por enfriamiento. De los datos meteorológicos publicados por el Senamhi (Servicio Nacional de meteorología e hidrología), se obtiene:

$TBS_I = 84.2\text{ }^{\circ}\text{F} = 29\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Temp. de bulbo seco exterior del aire en verano)

$HR_I = 77\%$ (Humedad relativa exterior en verano)

Obteniéndose de la tabla psicrométrica los parámetros siguientes:

$TBH_I = 78.03\text{ }^{\circ}\text{F} = 25.57\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Temp. de bulbo húmedo exterior en verano)

$H_I = 36.545\text{ Btu/Lb as} = 85.005\text{ KJ/Kg aire}$ (Entalpía específica exterior del aire en verano)

3.1.2.- Condiciones exteriores en invierno:

Se considera condiciones exteriores en invierno, a las condiciones térmicas del ambiente, exterior a las salas UCI, en invierno o período más frío. En este período se necesitará de calefacción. De los datos meteorológicos publicados por el Senamhi, se obtiene:

$TBS_I = 55.4\text{ }^{\circ}\text{F} = 13\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Temp. de bulbo seco exterior del aire en invierno)

$HR_I = 85\%$ (Humedad relativa exterior en invierno).

De las tablas psicrométricas se extrae:

$TBH_I = 52.72\text{ }^{\circ}\text{F} = 11.51\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Temp. de bulbo húmedo exterior en invierno)

$H_I = 14.291\text{ Btu/Lb as} = 33.24\text{ KJ/Kg aire}$ (Entalpía específica exterior del aire en invierno)

3.2.- Datos de confort

Según Miranda (2000) “Una sensación de frío o calor excesivos no es satisfactoria. En consecuencia, la Temp. del medio ambiente que nos rodea será un parámetro fundamental que defina el bienestar humano básico ambiental. Un ambiente seco produce una sensación más agradable, en general que uno húmedo; sin embargo, si la sequedad del aire es acusada, pronto se manifiestan ciertos inconvenientes, como sequedad de las mucosas, exceso de electricidad estática, etc.

Si el ambiente es muy húmedo tenemos una sensación de ahogo, con el agravante de que no puede eliminarse fácilmente el sudor corporal. Así pues, la humedad del aire será otro parámetro a tener en cuenta”.

3.2.1.- Condiciones interiores

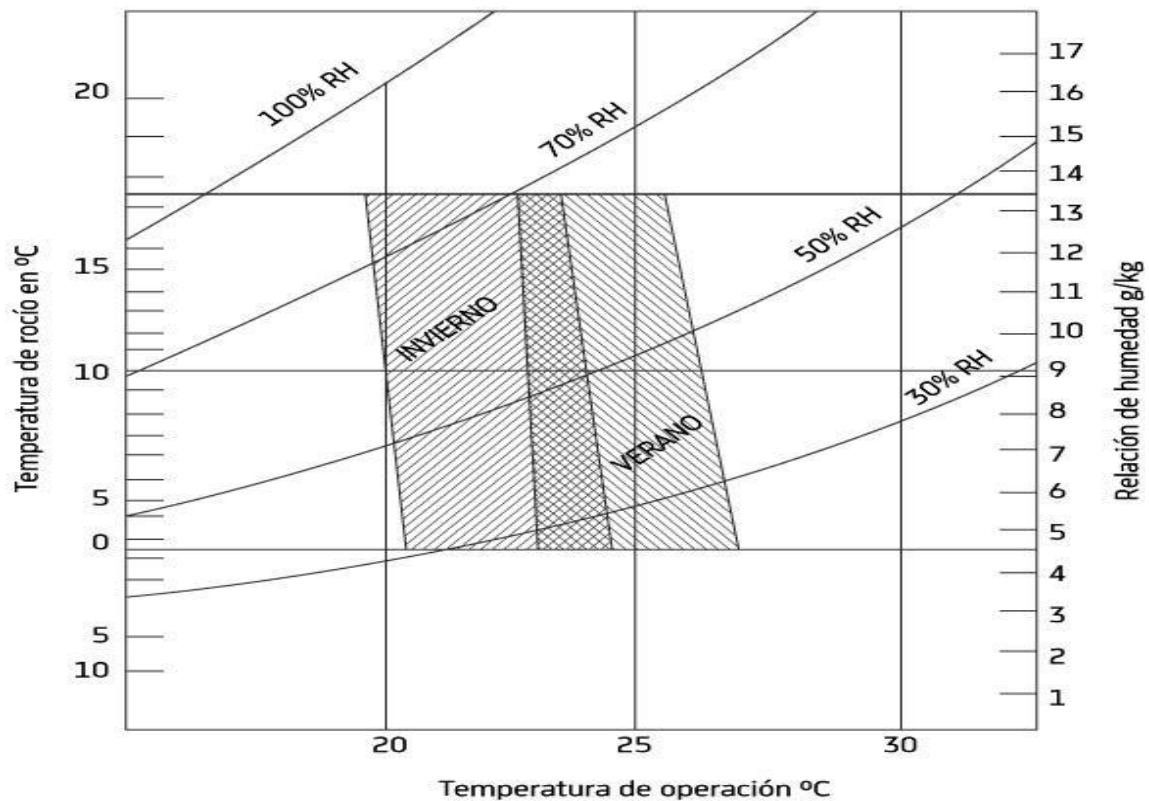


Figura 42. Diagrama de confort térmico

Se considera condiciones interiores, a las condiciones térmicas dentro de salas UCI. De acuerdo a la consulta bibliográfica se tiene el siguiente punto de confort térmico:

$$T_2 = T_i = 22^\circ\text{C} \text{ (Temp. interior o de confort)}$$

$$HR_2 = HR_i = 50\% \text{ (Humedad relativa interior o de confort)}$$

Obteniéndose de la tabla psicrométrica los parámetros térmicos de las condiciones interiores:

$$TBS_2 = 71.6^\circ\text{F} = 22^\circ\text{C} = 295.1^\circ\text{K. (Temp. de bulbo seco interior)}$$

$$TBH_2 = 59.16^\circ\text{F} = 15.07^\circ\text{C} \text{ (Temp. de bulbo húmedo interior)}$$

$$H_2 = 18.578 \text{ Btu/Lb as} = 43.21 \text{ KJ / Kg-Aire (Entalpía específica del aire interior)}$$

3.3.- Resumen de cálculos Psicrométricos

Se presenta a continuación los cálculos demostrativos preliminares de las principales variables psicrométricas en condiciones interiores, es decir que se trabajarán con la información al punto 2 o punto psicrométrico de confort.

3.3.1.- Cálculo de la presión de vapor saturado

Según Miranda (2000) “El vapor de agua contenido en el aire se supone que está disuelto en el aire. La capacidad de disolución del aire no es muy grande, si aumentase la cantidad de vapor llegaría un momento en que éste condensaría, para transformarse en agua líquida”.

Según Miranda (2000) “Cuando llegamos a esta situación, decimos que se ha alcanzado el estado de saturación. Cuando se llega al estado de saturación la presión parcial del vapor de agua se llama presión de saturación; dado que se llega a esta situación a una Temp. determinada, la presión de saturación depende de esta Temp.; es decir, que la capacidad de disolución del aire respecto al vapor de agua varía con la Temp. y, en consecuencia, la presión de vapor de saturación varía también con la Temp.”

Según Carrier (2009) “Se seleccionó la siguiente correlación para la presión de vapor saturado, en dos secciones: a) agua-vapor y b) hielo-vapor, que a continuación detallamos”.

a) AGUA-VAPOR, DE 0 A 200 °C.

$$\begin{aligned} A &= -5800.2206 \\ D &= 4.18E-05 \\ B &= -5.516256 \\ E &= -1.45E-08 \\ C &= -0.048640239 \\ F &= 6.55E+00 \\ P_{ws} &= 2.637 \quad \text{Kpa.} \end{aligned}$$

b) HIELO-VAPOR, DE -100 A 0°C.

$$\begin{aligned} G &= -5674.5359 \\ H &= -0.51523058 \\ I &= -0.009677843 \\ J &= 6.22E-07 \\ K &= 2.07E-09 \\ L &= -9.48E-13 \\ M &= 4.16E+00 \\ P_{ws} &= 3.251 \quad \text{Kpa.} \end{aligned}$$

Referencia: Carrier (2009) “Manual de Aire Acondicionado. Ediciones Técnicas Marcombo, pág. I-97”.

Presión Atmosférica a nivel del mar: Se conoce que la presión atmosférica a nivel medio del mar en unidades internacionales es:

$$P_o = 101.325 \text{ KPa}$$

Presión a 188 msnm: Utilizamos una correlación lineal para la zona de la Troposfera verificada hasta los 6,000 msnm. Con un coeficiente de correlación: $R^2 = 0.954$

$$P_{atm} = 101.325 - 0.0071539090909 \times h$$

$$P_{atm} = 101.325 - 0.0071539090909 \times 188$$

$$P_{atm} = 99.980 \text{ KPa}$$

Cálculo de la Presión de Vapor saturado: Se determina. Usando la información de datos de confort térmico. Como $T_{int} = 22 \text{ °C} = 295.1 \text{ K}$, entonces:

Se toma el rango agua – vapor, para la correlación estadística seleccionada:

$$P_{ws} = \exp \left(\frac{A}{295.1} + B + C \times 295.1 + D \times (295.1)^2 + E \times (295.1)^3 + F \times \ln(295.1) \right)$$

$$P_{ws} = 2.637 \text{ KPa.}$$

Presión de vapor de agua a 50% HR: Se considera para este cálculo la definición de humedad relativa, obteniéndose:

$$P_w = HR \times P_{ws} = 0.50 \times 2.637$$

$$P_w = 1.318 \text{ KPa.}$$

3.3.2.- Humedad Absoluta

Según Miranda (2000) “De las ecuaciones generales para gases ideales, se encuentra la relación de presiones parciales de aire seco, a presión de vapor de agua dentro de un recipiente cerrado ideal. Determinándose así consecuentemente una relación de masas de vapor de agua a aire seco”:

$$\frac{m_w}{m_a} = \frac{R_a P_w}{R_w P_a}$$

“La humedad absoluta la representaremos con el símbolo W y se define con el cociente entre la masa de vapor contenida en el aire y la masa de aire seco. Así pues”:

$$W = \frac{m_w}{m_a} \quad (3.1)$$

Según Miranda (2000) “Las unidades serán kilogramos de vapor por kilogramos de aire seco, que utilizaremos así: kg-w/kg-a. $R_a = 287.1 \text{ J/ (kg K)}$ que es la constante específica del aire. $R_w = 461.4 \text{ J/ (kg K)}$ es la constante específica del vapor de agua. P_w es la presión del vapor de agua, P_{da} es la presión parcial del aire seco.

Consideremos ahora aire húmedo atmosférico no en un recipiente sino situado libremente en la atmósfera. Dado que la relación entre la masa de vapor y la del aire seco es la humedad absoluta W, la anterior ecuación puede escribirse de la siguiente forma”:

$$W = 0.622 \frac{P_w}{P_{atm} - P_w} \quad (3.2)$$

$$W = 0.622 \times \frac{1.318}{99.980 - 1.318}$$

$$W = 0.0083 \text{ Kg} - w / \text{Kg} - as$$

3.3.3.- Presión de aire seco P_{da}

Según Carrier (2009) “Se denomina la variable presión de aire seco, la diferencia entre la presión de aire atmosférico y la presión parcial de vapor de agua contenido en el aire, por lo tanto”:

$$P_{da} = P_{atm} - P_w$$

$$P_{da} = 99.980 - 1.318$$

$$P_{da} = 98.662 \text{ KPa}$$

3.3.4.- Densidad de aire Húmedo ρ

Según Carrier (2009) “Se define la densidad del aire húmedo como la relación entra la masa de aire seco más el contenido de vapor de agua contenido en este, en un determinado volumen. Determinándose así la densidad de aire húmedo”.

$$\rho = P_{da} \times 1000 / (287.1 \times T) + P_w \times 1000 / (461.5 \times T) \quad (3.3)$$

$$\rho = 98.662 \times 1000 / (287.1 \times 295.1) + 1.318 \times 1000 / (461 \times 295.1)$$

$$\rho = 1.174 \text{ Kg} / m^3$$

3.3.5.- Volumen específico v

Según Carrier (2009) “Se define el volumen específico del aire húmedo como la inversa de su densidad”.

$$V = 1 / \rho = 1 / 1.174$$

$$V = 0.852 m^3 / Kg$$

3.3.6.- Entalpía específica h

Según Carrier (2009) “La entalpía es una magnitud termodinámica, definida como el flujo de calor en un proceso a presión constante, realizando un trabajo solo en las coordenadas p-v (presión, volumen) Se determina así la entalpía específica”.

$$H = 1.004T + w(2500.6 + 1.86T) \quad (3.4)$$

$$H = 1.004 \times 22 + 0.0083 \times (2500.6 + 1.86 \times 22)$$

$$H = 43.211 \text{ KJ} / \text{Kg} - aire$$

3.3.7.- Temp. de Bulbo Húmedo TBH

Según Ashrae (2009) “La Temp. de bulbo húmedo es un indicador del contenido de humedad en el aire a una determinada Temp. Se mide colocando un termómetro de mercurio con un paño húmedo en su bulbo haciendo correr sobre este conjunto aire. El agua al evaporarse, debido al calor latente hace que el termómetro indique una medida menor o igual a la Temp. de bulbo seco. La Temp. de bulbo húmedo y de bulbo seco son iguales a HR=100%. Es por ello que la ecuación de la TBH depende de las humedades a la TBS y TBH y la TBS, según ecuación mostrada. Para el punto de confort, el procedimiento de su cálculo es el siguiente”:

$$P_w = 1.318 \text{ KPa (presión de vapor de agua contenido en el aire a } T_2 = 22^\circ\text{C)}$$

$$T' = 59.129^\circ\text{F} = 15.072^\circ\text{C (Primer tanteo de la Temp. de bulbo húmedo)}$$

$$P_{ws}' = 1.70786 \text{ KPa (presión de vapor saturado a la TBH)}$$

$$P_{w'} = 0.50 \times 1.70786 = 0.8539 \text{ KPa (presión de vapor de 50\% HR a TBH)}$$

$$TBS = 71.6^\circ\text{F} = 22.0^\circ\text{C (Temp. de bulbo seco a condiciones interiores)}$$

$$W' = 0.010809 \text{ Kg-w/Kg-aire (Humedad absoluta a TBH = } 15.072^\circ\text{C)}$$

$$W = 0.008311 \text{ Kg-w/Kg-aire (Humedad absoluta a TBS = } 22^\circ\text{C)}$$

$$T' = \frac{1220 \times w + 0.444 \times TBS \times w - 1220 \times w' + 0.24 \times TBS}{0.48 \times w - 0.04 \times w' + 0.24} \quad (3.5)$$

$T' = 59.1296^\circ\text{F}$ (resuelto por iteraciones sucesivas, con error de truncación menor a seis cifras significativas)

$$T' = 15.072^\circ\text{C}$$

$$TBH = 15.072^\circ\text{C (Temp. de bulbo húmedo a condiciones de confort térmico)}$$

Tabla 10. Resultados Psicrométricos N 01

		DATOS ENTRADA			RESULTADOS			
Variable		TBS °C	TBS °F	HR %	Humedad - W (gr-w / Kg-as)	Humedad - W' granos w / Lb as	TBH °C	TBH °F
Te ver =	T _{1ver}	29.00	84.20	77.00%	19.754	138.276	25.570	78.026
Te inv =	T _{1inv}	13.00	55.40	85.00%	7.996	55.972	11.510	52.718
Te prom =	T _{1prim}	19.40	66.92	81.00%	11.529	80.703	16.630	61.934
T optimo =	T _{1 opt}	17.24	63.03	83.00%	10.294	72.059	15.323	59.581
Tsala =	T ₂	22.00	71.60	50.00%	8.311	58.180	15.072	59.130
Tmezcla =	T ₃	25.10	77.18	70.85%	13.689	95.825	21.008	69.814
Trocío =	T ₄	9.05	48.28	100.00%	7.708	53.959	9.450	49.010
T insuflam =	T ₅	12.26	54.06	94.54%	8.310	58.170	11.444	52.599

Elaboración propia

Tabla 11. Resultados Psicrométricos N 02

		DATOS ENTRADA			RESULTADOS			
Variable		TBS °C	TBS °F	HR %	V ft3/Lbm	V m3/Kg	h KJ/kg-aire	h Btu/Lb-as
Te ver =	T _{1ver}	29.00	84.20	77.00%	14.389	0.898	85.005	36.545
Te inv =	T _{1inv}	13.00	55.40	85.00%	13.333	0.832	33.240	14.291
Te prom =	T _{1prim}	19.40	66.92	81.00%	13.708	0.856	48.724	20.947
T optimo =	T _{1 opt}	17.24	63.03	83.00%	13.580	0.848	43.378	18.649
Tsala =	T ₂	22.00	71.60	50.00%	13.643	0.852	43.211	18.578
Tmezcla =	T ₃	25.10	77.18	70.85%	13.994	0.874	62.854	27.022
Trocío =	T ₄	9.05	48.28	100.00%	13.187	0.823	29.459	12.665
T insufiam =	T ₅	12.26	54.06	94.54%	13.291	0.830	32.210	13.848

Elaboración propia

3.4.- Cálculos de Ganancia de Calor gracias a barreras.

Según Carrier (2009) “Al existir una diferencia de Temp.s entre dos puntos de un mismo cuerpo, se establece un flujo de calor desde el punto caliente hacia el frío. También existirá una transferencia de vapor de agua entre dos puntos cuyas presiones de vapor son distintas. La cantidad de calor o de vapor transmitida en la unidad de tiempo depende de la resistencia que ofrezca el cuerpo entre los dos puntos considerados. Si el vapor de agua entra en contacto con una superficie fría, inferior a su punto de rocío, el vapor se condensa. Esta ganancia de calor se calcula a la hora de máximo flujo térmico, y se deben no solo a la diferencia de Temp.s de aire que empapan sus superficies exterior e interior, sino también al calor solar absorbido por las superficies exteriores. La insolación y la diferencia de Temp.s exterior e interior son variables en el transcurso del día, por lo que la intensidad de la circulación a través de la estructura exterior es inestable”.

“Por lo tanto, se ha recurrido al concepto empírico de *diferencia equivalente de Temp.* (DTE), definida como la diferencia entre las Temp.s de aire interior y exterior. Esta DTE debe considerar los diversos tipos de construcción, orientación, latitud y las condiciones del proyecto”.

Ecuación de la carga de transmisión por paredes, techos y ventanas:

$$Q = U \times A \times DTE \quad (3.6)$$

$$DTE = (T_e - T_i + \Delta T_{solar}) \quad (3.7)$$

$$U = \frac{1}{\sum R} \quad (3.8)$$

- Q : Carga de calor en Watts
 U : Coeficiente de flujo de calor en W/m²-°C.
 R : Resistencias Térmicas de paredes, techos y cristales.
 A : Área en m².

- T_e : Temp. exterior de diseño en °C máximo a 4 pm.
- T_i : Temp. interior de diseño en °C. Es la Temp. de confort deseada (entre 22°C y 26°C).
- ΔT_{solar} : Corrección afectada por el efecto de radiación solar.

Como el flujo de calor depende de la resistencia tipo de construcción, es decir del material de construcción, se procede a determinar la resistencia del ladrillo según medidas (se toma como referencia la marca de ladrillos Pirámide).

Según Herencia (1995) “el coeficiente de resistencia de ladrillo por espesor: $R/e = 1.89$ (ver: Tabla Anexo T.A.5)”

Resistencia del ladrillo: R

$$R = (R/e) \times e \quad (3.9)$$

Ancho del ladrillo de pared: $e = 0.125$ mts

Resistencia del ladrillo: $R = 1.89 \times 0.125 = 0.236$

Altura del ladrillo de techo: $e = 0.200$ mts.

Resistencia del ladrillo: $R = 1.89 \times 0.200 = 0.378$

Tabla 12. Resistencia de ladrillos por espesores

R/e =	1.89
Espesor: e (mts).	Resistencia Ladrillo: R
0.075	0.142
0.100	0.189
0.125	0.236
0.150	0.284
0.200	0.378
0.250	0.473
0.300	0.567

Elaboración propia

3.4.1.- Resistencia de paredes **Alternativa 01** (Verano)

Entonces debido a que la Transf. de Cal. tiene una componente por conducción y convección de distintas capas en la pared. Calculamos el coeficiente global de la pared exterior en verano. Pared de 155 mm = 125mm + 15mm + 15mm.

- | | |
|--|-------|
| 1) Resistencia de la película de aire externo (ver T.A.4) | 0.035 |
| 2) Resistencia del enlucido de cemento de 15 mm (1.6 x 0.015) (ver: T.A.6) | 0.024 |
| 3) Resistencia del ladrillo King Kong 18 Pirámide de 125 mm. (Tabla 12) | 0.236 |
| 4) Resistencia del enlucido de cemento de 15 mm (1.6 x 0.015) (T.A.6) | 0.024 |
| 5) Resistencia de la película de aire interno (ver T.A.4) | 0.140 |

$$\Sigma R = \text{Resistencia total:} \quad 0.460$$

Cálculo del coeficiente global de Transf. de Cal. paredes en verano.

$$U = \frac{1}{\Sigma R} = \frac{1}{0.460} = 2.174 \text{ Kcal} / \text{hr} - \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

$$U = 2.174 \times 1.61 = 2.528 \text{ W} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Brindamos los siguientes ejemplos de carga por transmisión en pared en verano

Pared exterior Norte

$$\text{Área} = 72.32 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = T_e - T_i = 29 - 22 = 7 ^\circ\text{C}$$

Radiación solar, T_{solar} , verano

$$T_{\text{solar}} = 5.28 ^\circ\text{C}$$

Coeficiente de transmisión Global, U verano

$$\text{Pared } 155 \text{ mm.}, U = 2.528 \text{ W/m}^2 - ^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{sensible}} = 2.528 \text{ W} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C} \times 72.32 \text{ m}^2 \times (7 ^\circ\text{C} + 5.28 ^\circ\text{C})$$

$$Q_{\text{sensible}} = 2,245.7 \text{ Watts}$$

3.4.2.- Resistencia de paredes **Alternativa 02** (invierno)

La única modificación con respecto al verano es la resistencia de la película de aire externo, $R = 0.052 ^\circ\text{C} - \text{m}^2 - \text{hr} / \text{Kcal}$ (ver tabla anexo 4).

Luego, $\Sigma R = 0.477$

$$U = \frac{1}{\Sigma R} = \frac{1}{0.477} = 2.10 \text{ Kcal} / \text{hr} - \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

$$U = 2.10 \times 1.163 = 2.438 \text{ W} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Ejemplos de carga por transmisión en pared en invierno

Pared exterior Norte

$$\text{Área} = 72.32 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = T_e - T_i = 13 - 21 = -8 ^\circ\text{C}$$

Radiación solar, T_{solar} , invierno

$$T_{\text{solar}} = -5.45 ^\circ\text{C}$$

Coeficiente de transmisión Global, U invierno

$$\text{Pared } 155 \text{ mm.}, U = 2.438 \text{ W/m}^2 - ^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{sensible}} = 2.438 \text{ W} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C} \times 72.32 \text{ m}^2 \times (-8 ^\circ\text{C} - 5.45 ^\circ\text{C})$$

$$Q_{\text{sensible}} = -2,372.2 \text{ Watts}$$

3.4.3.- Resistencia de paredes **Alternativa 03** (Promedio)

La única modificación con respecto al invierno es la resistencia de la película de aire

externo, $R = 0.0435 \text{ } ^\circ\text{C} - \text{m}^2 - \text{hr} / \text{Kcal}$ (ver tabla anexo 4).

Luego, $\Sigma R = 0.4685$

$$U = \frac{1}{\Sigma R} = \frac{1}{0.4685} = 2.1345 \text{ Kcal} / \text{hr} - \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

$$U = 2.1345 \times 1.163 = 2.4824 \text{ W} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Ejemplos de carga por transmisión en pared Temp. promedio

Pared exterior Norte

$$\text{Área} = 72.32 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = T_e - T_i = 19.4 - 21 = -2.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Radiación solar, T_{solar} , Temp. promedio

$$T_{\text{solar}} = 0.19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Coefficiente de transmisión Global, U promedio

$$\text{Pared } 155 \text{ mm.}, U = 2.4824 \text{ W/m}^2 - ^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{sensible}} = 2.4824 \text{ W} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C} \times 72.32 \text{ m}^2 \times (-2.6 \text{ } ^\circ\text{C} + 0.19 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$Q_{\text{sensible}} = -433.3 \text{ Watts}$$

3.4.4.- Resistencia de paredes **Alternativa 04** (Óptimo)

La única modificación con respecto al invierno es la resistencia de la película de aire externo, $R = 0.047 \text{ } ^\circ\text{C} - \text{m}^2 - \text{hr} / \text{Kcal}$ (ver tabla anexo 4).

Luego, $\Sigma R = 0.4720$

$$U = \frac{1}{\Sigma R} = \frac{1}{0.472} = 2.12 \text{ Kcal} / \text{hr} - \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

$$U = 2.12 \times 1.163 = 2.464 \text{ W} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Ejemplos de carga por transmisión en pared óptimo

Pared exterior Norte

$$\text{Área} = 72.32 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = T_e - T_i = 17.24 - 21 = -4.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Radiación solar, T_{solar} , Temp. óptimo

$$T_{\text{solar}} = -1.54 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Coefficiente de transmisión Global, U óptimo

$$\text{Pared } 155 \text{ mm.}, U = 2.464 \text{ W/m}^2 - ^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{sensible}} = 2.464 \text{ W} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C} \times 72.32 \text{ m}^2 \times (-4.8 \text{ } ^\circ\text{C} - 1.54 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$Q_{\text{sensible}} = -1,123.1 \text{ Watts}$$

Tabla 13. Resistencias totales paredes y techos en 04 alternativas

	R total verano	R total invierno	R total Otoño	R total Optimo
Paredes	0.46	0.477	0.4685	0.472
Techos	0.602	0.619	0.6105	0.614

Elaboración propia.

Tabla 14. Coeficientes globales de transferencia en paredes y techos 4 alternativas

	U verano (W/m²-°C)	U invierno (W/m²-°C)	U Otoño (W/m²-°C)	U Optimo (W/m²-°C)
Paredes	2.528	2.438	2.482	2.464
Techos	1.932	1.879	1.905	1.894

Elaboración propia.

Tabla 15. Cargas sensibles en watts por paredes y techos 4 alternativas

Cargas en Watts 04 alternativas	Area (m²)	Carga Sensible verano	Carga Sensible invierno	Carga Sensible promedio	Carga Sensible Optimo
Pared ext. Norte	72.32	2,245.7	-2,372.2	-433.3	-1,123.1
Pared ext. Otros	38.72	1,012.9	-1,180.1	-315.8	-558.0
Paredes interiores	111.04	2,261.8	-3,349.8	-1,048.4	-1,687.6
Techo	201.4	6,953.6	-1,375.7	1,379.7	298.5

Elaboración propia.

3.5.- Diferencia equivalente de Temp.: ΔT_e

Según Herencia (1995) “En el caso de paredes con radiación y en el caso de paredes sin radiación es la diferencia de Temp.s entre el aire externo e interno del local.

La tabla anexo 13 (1.14) da los valores de las diferencias equivalentes de Temp.s para el caso de muros soleados o en sombra, y la tabla anexo 14 (1.15) para techos soleados o en sombra”.

Estas tablas (T.A. 13 y 14) han sido elaboradas para las siguientes condiciones:

Temp. exterior: 35°C

Temp. interior: 27°C

Variación de T exterior en 24 horas: 11°C

Techos y paredes de color oscuro.

40° de Latitud Norte en el mes de julio.

Para otras condiciones diferentes es necesario utilizar la expresión:

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{es} + \frac{b \times R_s}{R_m} (\Delta T_{em} - \Delta T_{es}) \quad (3.10)$$

‘a: “Es el coeficiente de corrección para una diferencia de Temp.s entre el exterior e interior diferente de 8°C y con una variación de Temp. exterior con 24 horas, y una variación de la Temp. exterior distinto de 11 °C, de la Tabla anexo 16 (1.16)”.

ΔT_{es} : “Diferencia equivalente de Temp. a la hora considerada para la pared a la sombra”.

ΔT_{em} : “Diferencia equivalente de Temp. a la hora considerada para la pared soleada ver Tablas anexo 13 o 14 (1.14 o 1.15)”.

‘b: “Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared.

Para paredes de color oscuro $b=1$ (azul oscuro, rojo oscuro, marrón oscuro, etc.)

Para paredes de color medio $b=0.78$ (verde, azul o gris claro).

Para paredes de color claro $b=0.55$ (blanco, crema)”.

R_s : “Máxima insolación (kcal/hr-m^2) correspondiente al mes y latitud supuestos, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de pared), u horizontal (techo) ver Tabla anexo 8 (1.7)”

R_m : “Máxima radiación solar (kcal/hr-m^2) en el mes de julio, a 40° Latitud Norte, a través de una superficie acristalada; vertical, para la orientación considerada (pared), u horizontal (techo), ver Tabla anexo 8 (1.7)”

Notas 1: Para las paredes a la sombra, cualquiera que sea su orientación:

$T_{es} = T_e$, donde $T_e = a + T_{es}$.

Notas 2: La Tabla anexo 13 (1.14) es para el hemisferio Norte. Sin embargo, puede utilizarse también para el hemisferio sur, teniendo en cuenta las siguientes equivalencias:

Tabla 16. Relación de los factores térmicos entre el hemisferio norte y sur

Orientación en el hemisferio Sur	Orientación en el hemisferio Norte
Noreste	Sureste
Este	Este
Sureste	Noreste
Sur (sombra)	Norte (sombra)
Suroeste	Noroeste
Oeste	Oeste
Noroeste	Suroeste
Norte	Sur

Tabla 17. Temp. aporte solar.

$\Delta T_e (^{\circ}C)$	ΔT_e verano	ΔT_e invierno	ΔT_e Otoño	ΔT_e Optimo
Pared ext. Norte	5.28	-5.45	0.19	-1.54
Pared ext. Otros	3.35	-4.50	-0.69	-1.09
Paredes interiores	1.06	-4.37	-1.20	-1.41
Techo	10.87	4.36	6.20	5.54

Elaboración propia.

3.5.1.- Diferencia Equivalente de Temp. en Verano: $\Delta T_{e-verano}$.

Temp. exterior a las 15 horas, $T = 29-22 = +7$. Con $+7^{\circ}C$ y $9^{\circ}C$ de variación de la Temp. exterior en 24 horas de la Tabla anexo 16 (1.16) tenemos: $a_{verano} = -1.3$

Determinación de ΔT_{es} y ΔT_{em} :

Para el ladrillo ordinario de la tabla anexo 5 (1.3) el peso específico es $1,920 \text{ kg/m}^3$, luego el peso de la pared es: $1920 \times 0.16 = 300 \text{ kg/m}^2$

Para 300 Kg/m^2 , pared orientada al Norte de la tabla anexo 13 (1.14) tenemos:

$$\Delta T_{em} = 10.0^{\circ}C$$

$$\Delta T_{es} = 2.2^{\circ}C$$

Determinación de R_s y R_m :

De la tabla anexo 8 (1.7) para 10° Latitud Sur, mes de enero, orientación Norte, se tiene: $R_s = 442 \text{ kcal/hr-m}^2$. A este valor se le debe aplicar las correcciones indicadas al pie de la Tabla anexo 8 (1.7)

Corrección por limpieza de atmosfera = 1.0

$$\text{Corrección por altitud} = \left(1 + \frac{0.7}{100} \times \frac{200}{300} \right) = 1.0047$$

Corrección por punto de rocío: $T = 29^{\circ}C$, $HR = 77\%$, $T_{rocío} = 24^{\circ}C$, $24-19.5 = 4.5^{\circ}C$

$$\left(1 - 0.05 \times \frac{4.5}{4} \right) = 0.9437$$

Corrección al mes de enero para latitud Sur = 1.07.

$$\begin{aligned} R_s &= 442 \times 1.0 \times 1.0047 \times 0.9437 \times 1.07 \\ \text{Luego: } R_s &= 448.42 \text{ kcal/hr-m}^2 \end{aligned}$$

Igualmente, de la tabla anexo 8 (1.7) para 40° Latitud norte en el mes de julio para la orientación Norte, tenemos:

$R_m = 40 \text{ kcal/hr-m}^2$. Valor de $b = 0.55$ (pared claro)

Entonces la diferencia equivalente de Temp.s valdrá:

$$\Delta T_{e-verano} = -1.3 + 2.20 + \frac{0.55 \times 448.42}{40} \times (10.0 - 2.20)$$

$$\Delta T_{e-verano} = 5.28^\circ C$$

3.5.2.- Diferencia Equivalente de Temp. en Invierno: $\Delta T_{e-invierno}$

Temp. exterior a las 15 horas, $T = 13 - 21 = -8^\circ C$. Con $-8^\circ C$ y $5^\circ C$ de variación de la Temp. exterior en 24 horas de la tabla anexo 16 (1.16).

Tenemos: $a_{invierno} = -8.1$

Determinación de ΔT_{es} y ΔT_{em} :

Para el ladrillo ordinario de la tabla 1.3 el peso específico es $1,920 \text{ kg/m}^3$, luego el peso de la pared es: $1920 \times 0.16 = 300 \text{ kg/m}^2$

Para 300 Kg/m^2 , pared orientada al Norte de la tabla anexo 13 (1.14) tenemos:

$$\Delta T_{em} = 10.0^\circ C$$

$$\Delta T_{es} = 2.20^\circ C$$

Determinación de R_s y R_m :

De la tabla anexo 8 (1.7) para 10° Latitud Sur, mes de julio, orientación Norte, se tiene:

$R_s = 38 \text{ kcal/hr-m}^2$, a este valor se le debe aplicar las correcciones indicadas al pie de la tabla anexo 8 (1.7)

Corrección por limpieza de atmosfera = 1.0

$$\text{Corrección por altitud} = \left(1 + \frac{0.7}{100} \times \frac{200}{300} \right) = 1.0047$$

Corrección por punto de rocío: $T = 13^\circ C$, $HR = 85\%$, $T_{\text{rocío}} = 10^\circ C$, $10 - 19.5 = -9.5^\circ C$

$$\left(1 + 0.05 \times \frac{9.5}{4} \right) = 1.1187$$

Corrección al mes de enero para latitud Sur = 1.07.

$$\text{Luego: } R_s = 38 \times 1.0 \times 1.0047 \times 1.1187 \times 1.07$$

$$R_s = 45.70 \text{ kcal/hr-m}^2$$

Igualmente, de la tabla anexo 8 (1.7) para 40° Latitud norte en el mes de julio para la orientación Norte tenemos:

$R_m = 40 \text{ kcal/hr-m}^2$. Valor de $b = 0.55$ (pared claro)

Entonces la diferencia equivalente de Temp.s valdrá:

$$\Delta T_{e-invierno} = -8.10 + 2.20 + \frac{0.55 \times 45.70}{40} \times (10.0 - 2.20)$$

$$\Delta T_{e-invierno} = -5.45^\circ C$$

Tabla 18. Incremento de Temp.s equivalente a 4 alternativas

$\Delta T_e (^{\circ}\text{C})$	ΔT_e verano	ΔT_e invierno	ΔT_e Otoño	ΔT_e Optimo
Pared ext. Norte	5.28	-5.45	0.19	-1.54
Pared ext. Otros	3.35	-4.50	-0.69	-1.09
Paredes interiores	1.06	-4.37	-1.20	-1.41
Techo	10.87	4.36	6.20	5.54

Elaboración propia.

3.6.- Carga real de refrigeración

Según Herencia (1995) “Otro factor que también debe ser tomado en cuenta es el período de funcionamiento del equipo de acondicionamiento, por ejemplo, si un equipo funciona solamente 16 hr; parte de la energía almacenada permanece en las estructuras del edificio y pasará a formar una carga remanente cuando al día siguiente tenga que ponerse en funcionamiento el modelo.

Para efectuar el cálculo de la carga real de refrigeración se emplea la siguiente ecuación:

Carga real de refrigeración: Depende de la máxima aportación solar x Superficie acristalada x Factores (altitud, atmósfera, etc.) x Factor de sombra x Factor de almacenamiento”.

3.6.1.- Carga de Refrigeración para *alternativa 01* (verano)

La máxima aportación de calor a 10° latitud sur, para la orientación NO, en el mes de enero es 352 Kcal/hr-m², ver tabla anexo 8.

Corrección por marco metálico = 1.17

Corrección por altitud $\left(1 + \frac{0.70}{100} \times \frac{200}{300}\right) = 1.005$

Corrección por punto de rocío, a 29°C y 77% de humedad relativa de la carta psicrométrica la Temp. de rocío es de 24°C, luego: 19.5 - 24 = -4.5

$$\left(1 - 0.05 \times \frac{4.5}{4}\right) = 0.94375$$

El factor de sombra para persianas venecianas de color medio en la parte interior es 0.65

El coeficiente de almacenamiento para el instante de mayor carga es de 0.70

Carga real de refrigeración = 352 × 1.17 × 1.00 × 1.005 × 0.9435 × 0.65 × 0.70

$$= 177.67 \text{ Kcal} / \text{hr} - \text{m}^2 \times 1.163 = 206.63 \text{ W} / \text{m}^2$$

Flujo de calor en vidrios debido a la diferencia de Temp.s entre el interior y el exterior: Q

$$Q = U \times A \times (T_{ext} - T_{int}) \quad (3.11).$$

$R_1 = 0.14$ (Resistencia de la película de aire interno – aire quieto, ver T.A.4)

$R_2 = 0.035$ (Resistencia de la película de aire externo en verano, ver T.A.4)

$$U = \frac{1}{0.035 + 0.14} = 5.7 \text{ Kcal} / \text{hr} - \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

$$U = 5.7 * 1.163 = 6.64 \text{ W} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

3.6.2.- Carga de Refrigeración para *alternativa 02* (invierno)

La máxima aportación de calor a 10° latitud sur, para la orientación NO, en el mes de agosto es 75 Kcal/hr-m^2 , ver tabla anexo 8.

Corrección por marco metálico = 1.17

$$\text{Corrección por altitud} \left(1 + \frac{0.70}{100} \times \frac{200}{300} \right) = 1.005$$

Corrección por punto de rocío, a 13°C y 85% de humedad relativa de la carta psicrométrica la Temp. de rocío es de 10°C , luego: $19.5 - 10 = 9.5$

$$\left(1 + 0.05 \times \frac{9.5}{4} \right) = 1.11875$$

El factor de sombra para persianas venecianas de color medio en la parte interior es 0.65

El coeficiente de almacenamiento para el instante de mayor carga es de 0.70

Carga real de refrigeración = $75 \times 1.17 \times 1.00 \times 1.005 \times 1.11875 \times 0.65 \times 0.70$

$$= 44.88 \text{ Kcal} / \text{hr} - \text{m}^2 \times 1.163 = 52.19 \text{ W} / \text{m}^2$$

$R_1 = 0.14$ (Resistencia de la película de aire interno – aire quieto, ver T.A.4)

$R_2 = 0.052$ (Resistencia de la película de aire externo en invierno, ver T.A.4)

$$U = \frac{1}{0.052 + 0.14} = 5.20 \text{ Kcal} / \text{hr} - \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

$$U = 5.20 * 1.163 = 6.06 \text{ W} / \text{m}^2 - ^\circ\text{C}$$

Tabla 19. Coeficiente Global de Cristales ($\text{W/m}^2 - ^\circ\text{C}$)

Coeficiente Global de Flujo de Calor	U verano ($\text{W/m}^2 - ^\circ\text{C}$)	U invierno ($\text{W/m}^2 - ^\circ\text{C}$)	U Otoño ($\text{W/m}^2 - ^\circ\text{C}$)	U Optimo ($\text{W/m}^2 - ^\circ\text{C}$)
Ventanas	6.646	6.057	6.338	6.219

Elaboración propia

3.7.- Carga por radiación a través de cristales

Según Carrier (2009) “La fracción solar que no es reflejada, es absorbida por la atmósfera y luego radiada hacia el espacio. Al atravesar la atmósfera disminuye considerablemente la intensidad de la radiación solar al ser absorbida por diversas partículas atmosféricas. La

radiación que no es absorbida sufre un proceso de reflexiones sucesivas en las partículas (**Scattering**) de vapor de agua, de ozono, o de polvo atmosférico se reparte de una manera uniforme sobre la superficie de la tierra y el resto sigue una trayectoria prácticamente recta, sólo desviada por la distinta refracción de las capas de la atmósfera. La radiación que sigue una trayectoria recta se conoce como radiación directa y el resto radiación difusa”.

Según Carrier (2009) “La ganancia de Calor gracias a un vidrio ordinario depende de su situación geográfica (latitud), del instante considerado (hora, mes) y, finalmente de su orientación. La componente de radiación directa origina ganancia de calor en el espacio acondicionado sólo cuando la ventana es atravesada por los rayos solares, mientras que la componente de la radiación difusa origina ganancia de calor cualquiera que sea la posición de la ventana en relación con el sol”.

Tabla 20. Cargas reales en Kcal/hr-m² por cristales 4 alternativas

Carga real x cristales	Carga real verano	Carga real invierno	Carga real otoño	Carga real óptimo
Ventana Oeste	223.10	59.83	120.32	112.05
Ventana NO/SO	177.67	44.88	51.73	51.40
Otros	40.88	14.36	15.18	15.02

Elaboración propia.

3.7.1.- Carga por radiación en ventanas en **alternativa 01** (verano)

Ventana NO / SO:

Área : 5.664 m²

‘q : Ganancia de Calor.

‘q : 177.67 Cal/hr-m²

$$Q_1 = q \times A$$

$$Q_1 = 177.67 \times 5.664 \text{ m}^2 \times 1.163$$

$$Q_1 = 1,170.37 \text{ Watts}$$

$$Q_2 = U \times A \times \Delta T$$

$$Q_2 = 6.646 \times 5.664 \times 7 = 263.49 \text{ Watts}$$

$$Q_{\text{vidrios}} = Q_1 + Q_2 = 1,170.37 + 263.49 = 1,433.90 \text{ Watts}$$

3.7.2.- Carga por radiación en ventanas en **alternativa 02** (invierno)

Ventana NO / SO:

Área : 5.664 m²

q : Ganancia de Calor.

$$q : 44.88 \text{ Cal/hr-m}^2$$

$$Q_1 = q \times A$$

$$Q_1 = 44.88 \times 5.664 \text{ m}^2 \times 1.163$$

$$Q_1 = 295.61 \text{ Watts}$$

$$Q_2 = U \times A \times \Delta T$$

$$Q_2 = 6.057 \times 5.664 \times (-8) = -274.47 \text{ Watts}$$

$$Q_{\text{vidrios}} = Q_1 + Q_2 = 295.61 - 274.47 = 21.10 \text{ Watts}$$

Tabla 21. Cargas reales instantánea por calor radiante en cristales

	Q₁ verano	Q₁ invierno	Q₁ promedio	Q₁ Optimo
Ventana Oeste	1469.61	394.14	792.58	738.10
Ventana NO/SO	1170.37	295.61	340.73	338.61
Otros	201.99	70.95	75.00	74.19

Elaboración propia.

Tabla 22. Cargas en cristales por diferencia de Temp.s exterior-interior

	Q₂ verano = U x A x ΔT	Q₂ invierno = U x A x ΔT	Q₂ promedio = U x A x ΔT	Q₂ Optimo = U x A x ΔT
Ventana Oeste	263.49	-274.47	-93.33	-165.34
Ventana NO/SO	263.49	-274.47	-93.33	-165.34
Otros	197.62	-205.85	-70.00	-124.00

Elaboración propia.

Tabla 23. Cargas totales en cristales en watts

	Q = Q₁ + Q₂ verano	Q = Q₁ + Q₂ invierno	Q = Q₁ + Q₂ promedio	Q = Q₁ + Q₂ óptimo
Ventana Oeste	1733.10	119.68	699.24	572.76
Ventana NO/SO	1433.86	21.14	247.40	173.28
Otros	399.60	-134.91	5.00	-49.81

Elaboración propia.

3.8.- Ganancia de calor por infiltración de aire

Según Carrier (2009) “Las infiltraciones de aire exterior en un local climatizado se producirán siempre que el local este a una presión inferior. A este aspecto, debe tenerse en cuenta la presión dinámica que puede ejercer el viento sobre la fachada que producirá un efecto de sobrepresión exterior. Las infiltraciones producen efectos diversos”:

- Introducción de frío o calor en el ambiente interior, con la consiguiente partida sensible de la carga térmica.
- También de polvo y contaminantes exteriores.
- Y de vapor de agua, con la consiguiente partida latente de la carga térmica.

Según Carrier (2009) “Las infiltraciones y, en particular, la llegada en el local acondicionado del vapor de agua, constituyen con frecuencia un origen de importantes ganancias o pérdidas de calor.

En general, las infiltraciones se deben sobre todo a la Celeridad (Vel.) del viento, el efecto de chimenea (diferencia de densidades del aire interior y exterior) o la simultaneidad de ambos efectos”.

$$Q_s = 0.34 \dot{u} (T_e - T_i) \quad (3.12)$$

$$Q_l = 0.83 \dot{u} (w'_e - w'_i) \quad (3.13)$$

W'_e : Humedad específica exterior en gr / Kg aire.

W'_i : Humedad específica interior en gr / Kg aire.

\dot{U} : Flujo de aire de infiltración en m³/hr.

Infiltración por ranuras de puertas y ventanas

a) Tipos de Puertas: Uso medio.

Giratoria	:	192	m ³ /hr.
De vidrio/uso poco frecuente	:	165	m ³ /hr.
De madera	:	238	m ³ /hr.
Pequeña puerta de fabrica	:	238	m ³ /hr

b) Ventanas: Tipo grande.

Marco madera medio	:	9.7	m ³ /hr.
Marco madera mal ajustado	:	27.8	m ³ /hr.
Marco metálico	:	18.5	m ³ /hr.
C/batiente fachada expuesta A	:	26.4	m ³ /hr

Ref. Herencia (1995) “Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado”. CIP – CDL – Cap IME, pág. 14-15.

3.8.1.- Ejemplo de carga por infiltración de aire en puertas en **alternativa 01** (verano)

$$Q_s = 0.34 \frac{W}{m^3 / hr - ^\circ C} \times 165 m^3 / hr \times 7^\circ C$$

$$Q_s = 392.7 Watts.$$

$$(W'_e - W'_i) = 19.75 - 8.31 = 11.44 \text{ gr-w/kg-aire}$$

$$Q_l = 0.83 \frac{W}{m^3 / hr - ^\circ C} \times 165 m^3 / hr \times 11.44 \text{ gr} - w / kg - \text{aire}$$

$$Q_l = 1,567.0 Watts.$$

2.8.2.- Ejemplo de carga por infiltración de aire en puerta en **alternativa 02** (invierno)

$$Q_s = 0.34 \frac{W}{m^3 / hr - ^\circ C} \times 165 m^3 / hr \times (-8^\circ C)$$

$$Q_s = -448.80 \text{ Watts.}$$

$$(W'_e - W'_i) = 8.311 - 7.996 = 0.315 \text{ gr-w/kg-aire}$$

$$Q_l = 0.83 \frac{W}{m^3 / hr - ^\circ C} \times 165 m^3 / hr \times 0.315 \text{ gr-w/kg-aire}$$

$$Q_l = 43.10 \text{ Watts.}$$

Tabla 24. Cargas por infiltración en puertas y ventanas 4 alternativas

	Verano	Invierno	Primavera	Optimo
Q sensible puertas	392.70	-448.80	-145.86	-263.31
Q latente puertas	1567.03	43.14	0.44	0.28
Q sensible ventanas	88.06	-100.64	-32.71	-59.05
Q latente ventanas	351.39	9.67	0.10	0.06

Elaboración propia.

3.9.- Ganancia de calor por ventilación de aire

Según Carrier (2009) “Para evitar la sensación desagradable que produce el aire viciado es necesario introducir una cierta cantidad de aire exterior que se llama ventilación. En la práctica, esta operación se hace mezclando aire del exterior con aire procedente del local. La cantidad de aire exterior que se utiliza en la mezcla, es estrictamente necesario para producir una renovación conveniente del aire del local. En el RITE (Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios) viene regulando por la ITE 1.1.4.2.3 en función de un concepto llamado IDA (aire de óptima calidad) definido a partir de”:

- IDA 1 Aire de óptima Clase: Hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías.
- IDA 2 Aire de buena Clase: oficinas, residencias, salas de lectura, museos y similares.
- IDA 3 Aire de Clase media: Edificios comerciales, cines, teatros, restaurantes, cafeterías y similares.
- IDA 4 Aire de Clase baja.

El aire exterior será siempre filtrado y tratado térmicamente antes de su introducción en los locales.

$$Q_s = 0.34 \times \dot{u} \times \Delta T$$

$$Q_l = 0.83 \times \dot{u} \times \Delta W'$$

$$\Delta T = T_e - T_i \quad (3.14)$$

$$\Delta W' = W'_e - W'_i \quad (3.15)$$

w'_e : Humedad específica exterior en gr-w/Kg-aire

w'_i : Humedad específica Interior en gr-w/Kg-aire

\dot{u} : Flujo de aire de ventilación en m³/hr*.

- ✓ El aire de ventilación es requerido para mantener nivel bajo de olor y bajo nivel de CO₂, de 5 a 15 cfm/persona = 8.5 a 25.4 m³/hr-persona.
- ✓ Área de fumadores o áreas contaminadas: 24 a 40 cfm = 40.7 a 67.8 m³/hr-persona.
- ✓ Aire de ventilación recomendado en hospitales: 25 a 42 m³/hr-persona.

Referencia: Herencia (1995) “Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado”. CIP – CDL – Cap IME, pág. 16.

3.9.1.- Ejemplo de carga por ventilación en **alternativa 01** (verano)

$$Q_s = 0.34 \frac{W}{m^3 / hr - ^\circ C} \times 15 \text{ personas} \times 11.33 m^3 / hr - \text{persona} \times 7^\circ C$$

$$Q_s = 404.6 \text{ Watts.}$$

$$Q_l = 0.83 \frac{W}{m^3 / hr - ^\circ C} \times 15 \text{ personas} \times 11.33 m^3 / hr - \text{pers} \times 11.44 \frac{gr - w}{Kg - \text{aire}}$$

$$Q_l = 1,614.5 \text{ Watts.}$$

3.9.2.- Ejemplo de carga por ventilación en **alternativa 02** (invierno)

$$Q_s = 0.34 \frac{W}{m^3 / hr - ^\circ C} \times 15 \text{ personas} \times 11.33 m^3 / hr - \text{persona} \times (-8^\circ C)$$

$$Q_s = -462.4 \text{ Watts.}$$

$$Q_l = 0.83 \frac{W}{m^3 / hr - ^\circ C} \times 15 \text{ personas} \times 11.33 m^3 / hr - \text{pers} \times 0.315 \frac{gr - w}{Kg - \text{aire}}$$

$$Q_l = 44.44 \text{ Watts.}$$

Tabla 25. Cargas sensibles y latentes por ventilación

	Verano	Invierno	Primavera	Optimo
Q sensible	404.60	-462.40	-150.28	-271.29
Q latente	1614.51	44.45	0.45	0.29

Elaboración propia.

3.10.- Ganancia Interiores

Según Carrier (2009) “Se denominan ganancias interiores las cantidades de calor latente y sensible que se producen en el interior de los locales acondicionados, emitidas por los ocupantes, el alumbrado, aparatos diversos, motores, tuberías, etc”.

3.10.1.- Ganancias de calor debido a personas

Según Carrier (2009) “En el cuerpo humano se producen unas transformaciones exotérmicas cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad desarrollada. La Temp. interior más favorable a estas transformaciones es de 37°C, con una tolerancia muy pequeña. El cuerpo humano es capaz de mantener esta Temp. dentro de variaciones bastante amplias de la Temp. ambiente, gracias a su facultad de expulsar hacia el exterior una cantidad más o menos importante de calor desarrollado”.

“Este calor llega a la epidermis a través de la circulación sanguínea y se disipa:

1. Por radiación hacia las superficies que se ven desde la posición que ocupa.
2. Por convección hacia el aire ambiente a través de la piel.
3. Por evaporación hacia el aire ambiente a través de la piel y vías respiratorias.
4. Por conducción a través de las superficies en contacto.

“La intensidad de los intercambios por radiación y convección depende de la diferencia de Temp., y la Temp. de la epidermis depende a su vez del flujo sanguíneo. La intensidad de los cambios por evaporación depende de la diferencia de las presiones de vapor.”

$$Q = q \times n \quad (3.16)$$

q : Ganancia de calor por las personas debido al grado de actividad y lugar.

n : Número de personas”

Tabla 26. Cargas unitarias personas en watts 4 alternativas

Carga unitaria	Verano	Invierno	Primavera	Optimo
q_{sensible}	67	61	57	58.5
q_{latente}	35	41	45	43

Extraído de Carrier (2009). “Manual de Aire Acondicionado”, Barcelona:

Marcombo Ed., Parte Primera - Cap. 7 – I-69.

Ejemplo de carga por personas en verano:

‘ $n = 15$ personas, $q_s = 67$ W/persona, $q_l = 35$ W/persona.

$$Q_s = 15 \times 67 = 1,005.0 \text{ Watts.}$$

$$Q_l = 15 \times 35 = 525.0 \text{ Watts.}$$

Tabla 27. Cargas sensibles y latentes por personas 4 alternativas

	Verano	Invierno	Primavera	Optimo
Q_{sensible}	1,005.0	915.0	855.0	877.5
Q_{latente}	525.0	615.0	675.0	645.0

Elaboración propia.

3.10.2.- Ganancia de calor debido a Iluminación

Alumbrado: Según Carrier (2009) “El alumbrado constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción. Un porcentaje del calor emitido por radiación es absorbido por los materiales que rodean el local, pudiendo también producirse estratificación del calor emitido por convección”.

- “Las lámparas incandescentes transforman en luz un 10% de la energía absorbida, mientras que el resto se transforma en calor que se disipa por radiación, convección y conducción. Un 80% de la potencia absorbida se disipa por radiación, y sólo el 10% restante por convección y conducción”.
- “Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25% se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el interior del local, y el resto por conducción y convección. Como debe tenerse en cuenta la cantidad de calor liberado por la reactancia, la potencia térmica adjudicada a cada punto de luz será igual a la electricidad multiplicada por 1,20”.

Ejemplo de carga por iluminación:

$$q = 5 \text{ W/m}^2, A = 201.4 \text{ m}^2.$$

$$Q_{s-\text{iluminación}} = 201.4 \times 5 = 1,007.0 \text{ Watts.}$$

Referencia: Herencia (1995) “Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado”. CIP – CDL – Cap IME, pág. 32.

3.10.3.- Aparatos y utensilios diversos

Según Carrier (2009) “La mayor parte de los aparatos son, a la vez fuente de calor sensible y latente. Los aparatos eléctricos sólo emiten calor latente en función de su utilización (cocción, secado, etc.) mientras que, a causa de la combustión, los aparatos de gas producen calor latente suplementario. En la mayoría de los casos se produce una disminución importante de ganancias, tanto sensibles como latentes, por medio de campanas de extracción ventiladas mecánicamente y bien concebidas”.

$$Q = q \times n$$

q : Ganancia de calor por la potencia que consume (disipan) las máquinas e iluminación.

$$1 \text{ HP} = 0.745 \text{ KW.}$$

$$1 \text{ Kw} \times 860 = \text{Kcal} / \text{hr.}$$

$$1 \text{ Kw} \times 3413 = 1 \text{ Btu} / \text{hr.}$$

Los motores tienen distinta eficiencia según su potencia

n : Número de máquinas.

Ejemplo de carga por máquinas – Inventario de máquinas. Referencia: Ashrae Handbook Fundamentals. (2009) SI edition, Capítulo 18, página 18.5.

Tabla 28. Inventario de máquinas en watts - Elaboración propia

Descripción	Cantidad	Potencia (Watts)	Coefficiente de Simultaneidad	Parcial en Watts
Laptop Computer; 2.0 GHz processor, 2Gb RAM, (355 mm Screen)	1	36	67.0%	24.12
Modelo de anestesia	1	166	50.0%	83.0
Medidor de presión arterial	1	29	50.0%	14.5
ECG / resp	1	50	50.0%	25.0
Endoscopio	1	596	66.0%	393.36
Modelo de rayos x	1	82	66.0%	54.12

Suma: 594.10 Watts.

$$Q_{s-\text{máquinas}} = 594.10 \text{ Watts}$$

3.11.- Resumen de Cargas Térmicas Totales

Tipo	Alternativa 1 (Verano)	Alternativa 2 (Invierno)	Alternativa 3 (Promedio)	Alternativa 4 (Optimo)
Calor Sensible (W)	4,869.5	-8,306.1	3,188.5	0
Calor Latente (W)	23,438.4	872.5	811.2	774.7
Calor Total (W)	28,307.9	-9,178.6	3,999.7	774.7
FCSE	0.828	0.905	0.797	0

Elaboración propia.

3.11.1.- Resumen de cargas térmicas totales en **alternativa 01** (verano)

Es la sumatoria de todas las cargas sensible y latentes de la zona de estudio en verano, en watts.

1.- Carga transmisión x paredes, techos y ventanas						29.00	
	Area	und	$\Delta T_{\text{verano}} \text{ } ^\circ\text{C}$	$\Delta T_{\text{Solar}} \text{ verano } ^\circ\text{C}$	Coef. Transm. Global U verano	Carga Sensible verano	Carga Latente verano
Pared ext. Norte	72.32	m2	7.0	5.28	2.528	2,245.7	
Pared ext. Otros	38.72	m2	7.0	3.35	2.528	1,012.9	
Paredes interiores	111.04	m2	7.0	1.06	2.528	2,261.8	
Techo	201.4	m2	7.0	10.87	1.932	6,953.6	
2.- Carga x radiación x vidrios							
	Area	und	q_{verano}	$Q1_{\text{verano}} = q \times A$	$Q2_{\text{verano}} = U \times A \times \Delta T$		
Ventana Oeste	5.664	m2	223.10	1469.61	263.49	1,733.1	
Ventana NO/SO	5.664	m2	177.67	1170.37	263.49	1,433.9	
Otros	4.248	m2	40.88	201.99	197.62	399.6	
	15.576						
3.- Carga infiltración aire ext.							
			Cantidad	m3/hr	$T_e - T_s \text{ (verano)}$		
Q sensible puertas	0.34		1	165	7.00	392.7	
Q latente puertas	0.83		1	165	11.442		1,567.0
Q sensible ventanas	0.34		2	18.5	7.00	88.1	
Q latente ventanas	0.83		2	18.5	11.442		351.4
4.- Carga x ventilación							
			cantidad	m3/hr	$T_e - T_s \text{ (verano)}$		
Q sensible	0.34		15	11.333	7.00	404.6	
Q latente	0.83		15	11.333	11.4423		1,614.5
5.- Carga x personas							
	# Personas			Verano			
Q sensible	15			67		1,005.0	
Q latente	15			35			525.0
6.- Carga x máquinas							
	Cantidad		Potencia	Ganancia Calor			
Q sensible Iluminación	201.4	m2	1	5		1,007.0	
Q sensible máquinas	1	Cuadro		594.1		594.1	
						23,438.4	4,869.5

Resumen de cálculos de fracción de calor por zonas en verano

Tabla 29. Resumen de cargas por zonas en verano a $T = 29.0 \text{ } ^\circ\text{C}$

Zona	Descripción	Area (m^2)	Calor Total Verano (W)	Calor Sensible Verano (W)	Calor Latente Ver. (W)	FCSE Verano
UCI UCI intermedios Aislados	Area 01	137.24	20,517.4	16,988.0	3,529.4	0.8280
	Area 02	32.11	4,800.5	3,974.7	825.8	0.8280
	Area 03	20.00	2,990.0	2,475.7	514.3	0.8280
	Total Watts	189.35	28,307.9	23,438.4	4,869.5	0.8280
	Total Btu/hr		96,614.8	79,995.2	16,619.7	

Elaboración propia.

3.11.2.- Resumen de cargas totales en *alternativa 02* (invierno)

1.- Carga transmisión x paredes, techos y ventanas						13.00	
	Area	und	ΔT invierno °C	ΔT Solar invierno °C	Coef. Transm. Global U invierno	Carga Sensible invierno	Carga Latente invierno
Pared ext. Norte	72.32	m2	-8.0	-5.45	2.438	-2,372.2	
Pared ext. Otros	38.72	m2	-8.0	-4.50	2.438	-1,180.1	
Paredes interiores	111.04	m2	-8.0	-4.37	2.438	-3,349.8	
Techo	201.4	m2	-8.0	4.36	1.879	-1,375.7	
2.- Carga x radiación x vidrios							
	Area	und	q invierno	Q1 invierno=qxA	Q2 invierno = U x A x ΔT		
Ventana Oeste	5.664	m2	59.83	394.14	-274.47	119.7	
Ventana NO/SO	5.664	m2	44.88	295.61	-274.47	21.1	
Otros	4.248	m2	14.36	70.95	-205.85	-134.9	
	15.576						
3.- Carga infiltración aire ext.							
			Cantidad	m3/hr	Te-Ts (invierno)		
Q sensible puertas	0.34		1	165	-8	-448.8	
Q latente puertas	0.83		1	165	0.315		43.1
Q sensible ventanas	0.34		2	18.5	-8	-100.6	
Q latente ventanas	0.83		2	18.5	0.315		9.7
4.- Carga x ventilación							
			cantidad	m3/hr	Te-Ts (invierno)		
Q sensible	0.34		20	11.3333333	-8	-616.5	
Q latente	0.83		20	11.3333333	0.315		59.3
5.- Carga x personas							
	# Personas		Invierno				
Q sensible	15		61			915.0	
Q latente	15		41				615.0
6.- Carga x máquinas							
	Cantidad		Potencia	Ganancia Calor			
Q sensible Iluminación	201.4	m2	1	5		1,007.0	
Q sensible máquinas	1	Cuadro		594.1		594.1	
						-8,306.1	872.5

Resumen de cálculos de fracción de calor por zonas en invierno

Tabla 30. Resumen de cargas por zonas en invierno a $T = 13.0\text{ }^{\circ}\text{C}$

Zona	Descripción	Area (m ²)	Calor Total Invierno (W)	Calor Sensible Invierno (W)	Calor Latente Inv. (W)	FCSE Invierno
UCI	Area 01	137.24	6,652.6	-6,020.2	632.4	0.9049
UCI intermedios	Area 02	32.11	1,556.5	-1,408.6	148.0	0.9049
Aislados	Area 03	20.00	969.5	-877.3	92.2	0.9049
	Total Watts	189.35	9,178.6	-8,306.1	872.5	0.9049
	Total Btu/hr		31,326.6	-28,348.8	2,977.8	0.9049

Elaboración propia.

3.11.3.- Resumen de cargas en *alternativa 03* (primavera/otoño)

1.- Carga transmisión x paredes, techos y ventanas						19.40	
	Area	und	ΔT promedio °C	ΔT Solar promedio °C	Coef. Transm. Global U promedio	Carga Sensible promedio	Carga Latente promedio
Pared ext. Norte	72.32	m2	-2.6	0.19	2.482	-433.3	
Pared ext. Otros	38.72	m2	-2.6	-0.69	2.482	-315.8	
Paredes interiores	111.04	m2	-2.6	-1.20	2.482	-1,048.4	
Techo	201.4	m2	-2.6	6.20	1.905	1,379.7	
2.- Carga x radiación x vidrios							
	Area	und	q promedio	Q_1 promedio=qxA	Q_2 promedio = $U \times A \times \Delta T$		
Ventana Oeste	5.664	m2	120.32	792.58	-93.33	699.2	
Ventana NO/SO	5.664	m2	51.73	340.73	-93.33	247.4	
Otros	4.248	m2	15.18	75.00	-70.00	5.0	
3.- Carga infiltración aire ext.							
			Cantidad	m3/hr	Te-Ts (promedio)		
Q sensible puertas	0.34		1	165	-2.60	-145.9	
Q latente puertas	0.83		1	165	0.00322		0.4
Q sensible ventanas	0.34		2	18.5	-2.60	-32.7	
Q latente ventanas	0.83		2	18.5	0.00322		0.1
4.- Carga x ventilación							
			cantidad	m3/hr	Te-Ts (promedio)		
Q sensible	0.34		20	11.333	-2.6	-200.4	
Q latente	0.83		20	11.333	0.00322		0.6
5.- Carga x personas							
	# Personas		Primavera				
Q sensible	15		57			855.0	
Q latente	15		45				675.0
6.- Carga x máquinas							
	Cantidad		Potencia	Ganancia Calor			
Q sensible Iluminación	201.4	m2	1	5		1,007.0	
Q sensible máquinas	1	cuadro		594.1		594.1	
						3,133.3	811.4

Resumen de cálculos de fracción de calor por zonas en primavera

Tabla 31. Resumen de cargas por zonas en primavera-otoño a $T = 19.4^\circ\text{C}$

Zona	Descripción	Area (m ²)	Calor Total Promedio (W)	Calor Sensible Promed. (W)	Calor Latente Prom. (W)	FCSE Promedio
UCI	Area 01	137.24	2,899.0	2,311.0	587.9	0.7972
UCI intermedios	Area 02	32.11	678.3	540.7	137.6	0.7972
Aislados	Area 03	20.00	422.5	336.8	85.7	0.7972
	Total Watts	189.35	3,999.7	3,188.5	811.2	0.7972
	Total Btu/hr		13,651.0	10,882.4	2,768.6	

Elaboración propia.

3.11.4.- Resumen de cargas en *alternativa 04* Temp. óptima para confort mínimo de 22°C.

1.- Carga transmisión x paredes, techos y ventanas						17.24	
	Area	und	ΔT optimo °C	Rad. Solar optimo	Coef. Transm. Global U Optimo	Carga Sensible Optimo	Carga Latente Optimo
Pared ext. Norte	72.32	m2	-4.8	-1.54	2.464	-1,123.1	
Pared ext. Otros	38.72	m2	-4.8	-1.09	2.464	-558.0	
Paredes interiores	111.04	m2	-4.8	-1.41	2.464	-1,687.6	
Techo	201.4	m2	-4.8	5.54	1.894	298.5	
2.- Carga x radiacion x vidrios							
	Area	und	q Optimo	Q1 Optimo=qxA	Q2 Optimo = U x A x ΔT		
Ventana Oeste	5.664	m2	112.14	738.69	-167.76	570.9	
Ventana NO/SO	5.664	m2	51.45	338.88	-167.76	171.1	
Otros	4.248	m2	15.03	74.25	-125.82	-51.6	
3.- Carga infiltración aire ext.							
			Cantidad	m3/hr	Te-Ts (Optimo)		
Q sensible puertas	0.34		1	165	-4.76	-267.2	
Q latente puertas	0.83		1	165	0.00198		0.3
Q sensible ventanas	0.34		2	18.5	-4.76	-59.9	
Q latente ventanas	0.83		2	18.5	0.00198		0.1
4.- Carga x ventilación							
			cantidad	m3/hr	Te-Ts (Optimo)		
Q sensible	0.34		15	11.333	-4.76	-275.3	
Q latente	0.83		15	11.333	0.00198		0.3
5.- Carga x personas							
	# Personas		Optimo				
Q sensible	15		58.5			877.5	
Q latente	15		43				645.0
6.- Carga x máquinas							
	Cantidad		Potencia	Ganancia Calor			
Q sensible Iluminación	201.4	m2	1	7.5		1,510.5	
Q sensible máquinas	1	Cuadro		594.1		594.1	
						0.0	774.7

Resumen de cálculos de fracción de calor por zonas a Temp. óptima

Tabla 32. Resumen de cargas por zonas a T óptima T = 17.2 °C

Zona	Descripción	Area (m ²)	Calor Total Verano(W)	Calor Sensible Optimo (W)	Calor Latente Optim. (W)	Fcse Verano
UCI	Area 01	137.24	561.5	0.0	561.5	0.0000
UCI intermedios	Area 02	32.11	131.4	0.0	131.4	0.0000
Aislados	Area 03	20.00	81.8	0.0	81.8	0.0000
	Total Watts	189.35	774.7	0.0	774.7	0.0000
	Total Btu/hr		2,644.2	0.0	2,644.2	

Elaboración propia.

3.12.- Cálculos a 100% Aire Exterior

3.12.1.- Descripción del proceso de enfriamiento a 100 % AE

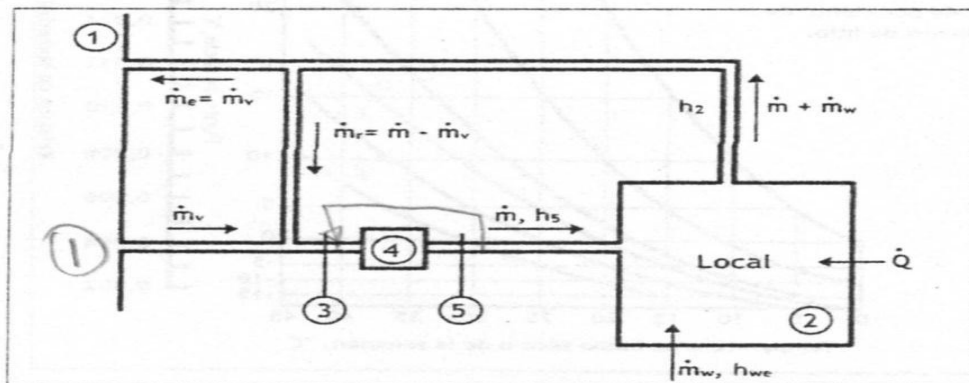


Figura 13. Esquema de la instalación del proceso típico de verano

1. Condiciones del aire en el exterior del local.
2. Condiciones del aire en el interior del local.
3. Condiciones del aire a la entrada de la UTA. Es el resultado de mezclar el aire exterior con el aire procedente del local.
4. Representa una temperatura llamada punto de rocío de la máquina, que podemos interpretar como la temperatura media de la superficie de la batería.
5. Condiciones del aire a la salida de la UTA. Este aire se llama aire de suministro.

Figura 43. Esquema de instalación del proceso característico en verano

Fuente: Carrier (2009) "Manual de Aire Acondicionado, España: ediciones técnicas Marcombo".

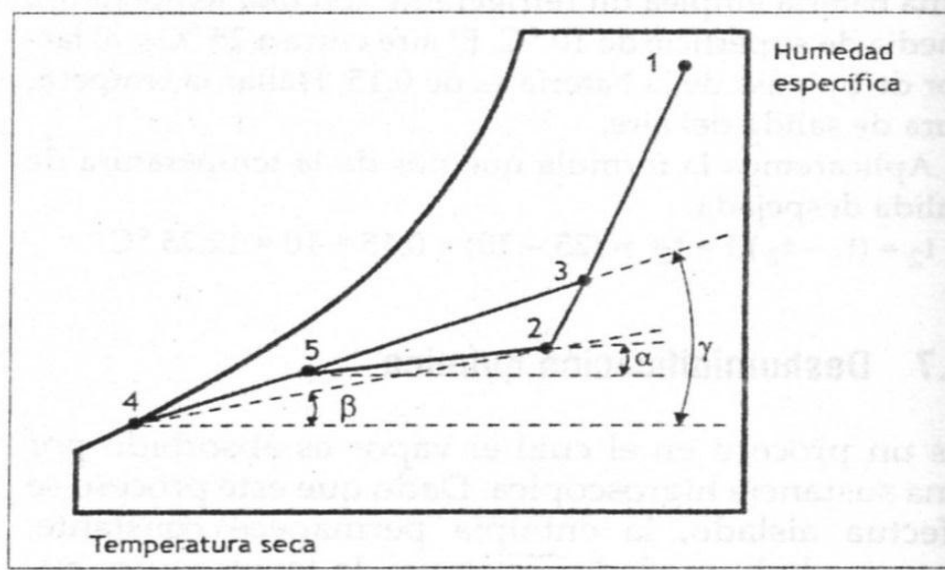


Figura 44. Representación gráfica del proceso característico en verano

Fuente: Carrier (2009) "Manual de Aire Acondicionado, España: ediciones técnicas Marcombo",

Pendientes:

a) Recta de maniobra

$$tg(\gamma) = \frac{w'_3 - w'_4}{T_3 - T_4} \quad (3.17)$$

b) Recta térmica del local

$$tg(\beta) = \frac{w'_2 - w'_5}{T_2 - T_5} \quad (3.18)$$

c) Recta térmica efectiva local

$$tg(\alpha) = \frac{w'_2 - w'_4}{T_2 - T_4} \quad (3.19)$$

3.13.- Cálculo de los parámetros fundamentales

Según Carrier (2009) “El objetivo es calcular la máquina climatizadora a seleccionar. Para ello se debe conocer el gasto de aire, la Temp. de llegada, la Temp. de escapatoria, la potencia frigorífica y la Temp. de rocío de la máquina. Según tabla siguiente”:

Tabla 33. Clasificación de los parámetros fundamentales Ref.: Carrier (2009)

Parámetros conocidos	Parámetros que hay que determinar
T_1 : Temp. exterior	\dot{U} : Gasto de aire de abastecimiento
Φ_1 : Humedad relativa exterior	T_4 : Temp. De rocío de la ATU
T_2 : Temp. interior	T_5 : Temp. Del aire de abastecimiento
Φ_2 : Humedad relativa interior	T_3 : Temp. Del aire a la llegada de la ATU
\dot{U}_v : Gasto de ventilación	N_e : Potencia frigorífica de la ATU
Q_{se} : Carga sensible efectiva total	$\dot{m} = \dot{m}_r + \dot{m}_v \quad (3.20)$
Q_{le} : Carga latente efectiva total	
f : factor de bypass	

3.13.1.- Obtención de la Temp. de rocío de la ATU, T_4

Según Carrier (2009) “El aire que atraviesa la batería se enfría y deshumidifica; esta operación se efectúa con una mayor o menor eficacia en función de la Clase de la batería. Una forma de medirla es con el llamado factor de bypass de la batería (f), definido como el tanto por uno del aire que pasa a través de la batería sin sufrir ningún cambio.

La Temp. de la superficie exterior de una batería es esencialmente variable de un punto a otro. No obstante, se puede imaginar una Temp. media de superficie, de tal manera que si fuera constante en toda la superficie de la batería daría lugar a las mismas condiciones en la escapatoria que la

Temp. real variable. Esta Temp. se llama Temp. equivalente de superficie. Si el aire entrase en contacto íntimo y perfecto con la batería podría salir, idealmente, saturado y a la Temp. equivalente de superficie. Este estado se llama Temp. de rocío de la batería (para nosotros T_4)”.

La carga sensible se invierte en elevar la Temp. del aire de T_5 a T_2 , por lo tanto:

$$Q_s = \dot{m}_a \times Cpm \times (T_2 - T_5) \quad (3.21)$$

Donde:

Cpm , es el calor específico a presión constante del aire húmedo

$$Cpm = 1.025 \frac{KJ}{Kg - ^\circ C}$$

\dot{m}_a , es la fracción de aire seco del gasto másico de aire de abastecimiento.

La carga sensible del aire de ventilación que no ha sido tratado por la ATU sería:

$\dot{m}_{va} Cpm \times (T_1 - T_2) \times f$ Si a la carga sensible le sumamos este término obtenemos un valor algo superior que llamaremos carga sensible efectiva:

$$Q_{se} = \dot{m}_a \times Cpm \times (T_2 - T_5) + \dot{m}_{va} \times Cpm \times (T_1 - T_2) \times f \quad (3.22)$$

Donde:

\dot{m}_{va} , es la fracción de aire seco del gasto másico de aire exterior (de ventilación).

La expresión (3.22) tendría su equivalente latente:

$$Q_{le} = \dot{m}_a h_{fgm} \times (w'_2 - w'_5) + \dot{m}_{va} h_{fgm} \times f \times (w'_1 - w'_2) \quad (3.23)$$

h_{fgm} , es el calor latente medio de vaporización del agua.

$$h_{fgm} = 2,478 \frac{KJ}{Kg}$$

Se puede demostrar que la expresión (3.22) se transforma en:

$$Q_{se} = \dot{m}_a \times Cpm \times (1 - f) \times (T_2 - T_4) \quad (3.24)$$

Y la (3.23) en:

$$Q_{le} = \dot{m}_a \times h_{fmg} \times (1 - f) \times (w'_2 - w'_4) \quad (3.25)$$

Si aceptamos la simplificación de considerar la densidad estándar del aire, es decir:

$\rho = 1.20 Kg / m^3$. Queda x (3.24):

$$\dot{m}_a = \frac{1.2\dot{v}}{3,600} \quad (3.26)$$

$$Q_{se} = 0.34\dot{v} \times (1 - f) \times (T_2 - T_4) \quad (3.27)$$

Y para (3.25):

$$Q_{le} = 0.83\dot{v} \times (1-f) \times (w'_2 - w'_4) \quad (3.28)$$

$$W' [= \text{gr w/Kg aire}]$$

\dot{v} : es el caudal volumétrico del aire de suministro, en m^3/hr

Una vez calculado la carga sensible efectiva: Q_{se} y la carga latente efectiva, Q_{le} se obtiene el llamado factor de calor sensible efectivo, **FCSE**.

$$FCSE = \frac{Q_{se}}{Q_{se} + Q_{le}} = \frac{1}{1 + Q_{le} / Q_{se}} = \frac{1}{1 + tg(\alpha)} \quad (3.29)$$

$$FCSE = \frac{1}{1 + 2.44 \frac{w'_2 - w'_4}{T_2 - T_4}} \quad (3.30)$$

$$T_2, T_4 : [= ^\circ\text{C}]$$

$$W'_2, W'_4 : \left[= \frac{\text{gr}}{\text{Kg} - \text{as}} \right], 2.44 = 0.83/0.34$$

Por lo tanto, existe una relación unívoca entre el FCSE y la pendiente de la recta térmica local.

Siendo:

T_2 : La Temp. del aire interior o de confort.

T_4 : La Temp. de rocío de la batería.

w'_2 : La humedad del aire interior.

w'_4 : La humedad de rocío de la batería.

Se conoce:

$$T_2 = 22.0 ^\circ\text{C}$$

$$w'_2 = 8.31135 \text{ gr} - \text{w} / \text{Kg} - \text{a.s.}$$

Condiciones iniciales:

$$T_4 = 9.04505300^\circ\text{C}$$

$$P_{ws}(T_4) = 1.14772541 \text{ KPa}$$

$$P_w(T_4) = 100\% \times P_{ws}(T_4)$$

$$P_w(T_4) = 1.14772541 \text{ KPa}$$

$$w'_4 = 0.622 \frac{P_w}{P_{atm} - P_w}$$

$$w'_4 = 0.622 \frac{1.14772541}{98.6617 - 1.14772541}$$

$$w'_4 = 7.32085 \text{ gr} - w / \text{Kg} - a.s.$$

$$F(T_4) = FCSE - \frac{1}{1 + 2.44 \frac{w'_2 - w'_4}{T_2 - T_4}} \approx 0$$

$$F(T_4) = 0.827980 - \frac{1}{1 + 2.44 \frac{8.42392 - 7.32085}{22 - 9.04505300}}$$

$$F(T_4) = 0.0000000$$

Entonces se cumple la igualdad, por lo tanto:

$$T_4 = 9.045053 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Obtención del gasto de aire \dot{v} , de la ecuación (3.27).

$$\dot{v} = \frac{Q_{se}}{0.34 \times (1 - f) \times (T_2 - T_4)} \quad (3.31)$$

Siendo:

\dot{v} : el caudal de aire de suministro [en $\text{m}^3/\text{h r}$]

f : el factor de bypass de la batería (generalmente se toma 0.20)

Q_{se} : la carga sensible efectiva, en Watts.

T_2 : la temperatura interior del local.

T_4 : la temperatura de rocío de la UTA.

El coeficiente 0.34 se obtiene: $1.2 \times 1,025 / 3,600 = 0.34$

Ejemplo en verano, para zona UCI o área 01.

Tabla 34. Resumen de cargas por zonas para cálculo de gasto de abastecimiento

Zona	Descripción	Area (m²)	Calor Total Verano (W)	Calor Sensible Verano (W)	Calor Latente Ver. (W)	FCSE Verano
UCI UCI intermedios Aislados	<i>Area 01</i>	137.24	20,517.4	16,988.0	3,529.4	0.8280
	<i>Area 02</i>	32.11	4,800.5	3,974.7	825.8	0.8280
	<i>Area 03</i>	20.00	2,990.0	2,475.7	514.3	0.8280
	Total Watts	189.35	28,307.9	23,438.4	4,869.5	0.8280
	Total Btu/hr		96,614.8	79,995.2	16,619.7	

Se calcula el gasto de abastecimiento, con la fórmula (3.31) siguiente:

$$\dot{v} = \frac{Q_{se}}{0.34 \times (1-f) \times (T_2 - T_4)}$$

$$\dot{v} = \frac{16,988.0}{0.34 \times (1-0.20) \times (22.0 - 9.45)}$$

$$\dot{v} = 4,976.60 \text{ m}^3 / \text{hr}$$

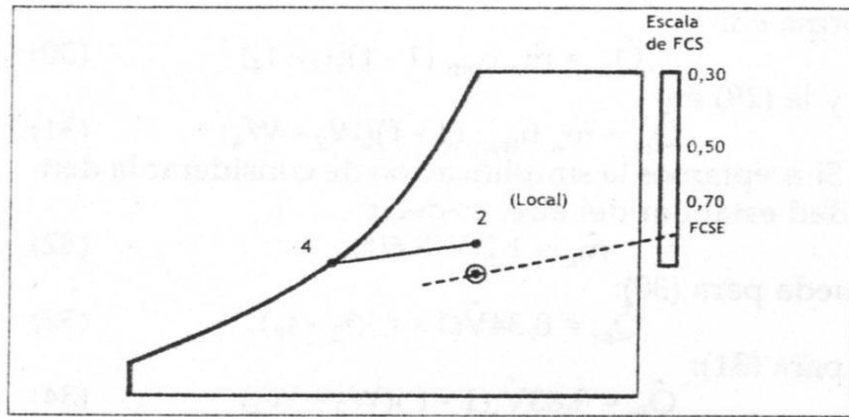


Figura 45. Obtención del punto de rocío en la batería

Fuente: Carrier (2009) “Manual de Aire Acondicionado, España: ediciones técnicas Marcombo”.

3.13.2.- Obtención de la Temp. del aire de mezcla o a la llegada de la ATU, T_3 .

Según Carrier (2009) “El aire correspondiente al estado 3 es el resultado de mezclar el aire procedente del local, estado 2, con el aire procedente del exterior, estado 1. Por lo tanto, podemos aplicar la ecuación correspondiente a la mezcla adiabática, obtenemos”:

$$T_3 = (\dot{v}_v / \dot{v}) \times (T_1 - T_2) + T_2 \quad (3.32)$$

Siendo:

T_3 : la Temp. a la llegada de la ATU.

\dot{v}_v : el gasto de aire exterior de ventilación en m^3/hr .

\dot{v} : el gasto de aire de abastecimiento de la ATU en m^3/hr .

T_1 : Temp. exterior.

T_2 : Temp. interior del local.

$$T_3 = \left(\frac{2,203.39}{4,976.56} \right) \times (29.0 - 22.0) + 22.0$$

$$T_3 = 25.10^\circ\text{C}$$

De las condiciones exteriores e interiores, del diagrama psicrométrico las entalpías serán:

$$h_1 = 85.005 \text{ KJ} / \text{Kg}$$

$$h_2 = 43.211 \text{ KJ} / \text{Kg}$$

Se calcula la entalpía de mezcla a la llegada del equipo de enfriamiento:

$$h_3 = \left(\frac{2,203.39}{4,976.56} \right) \times (85.005 - 43.211) + 43.211$$

$$h_3 = 61.715 \text{ KJ / Kg}$$

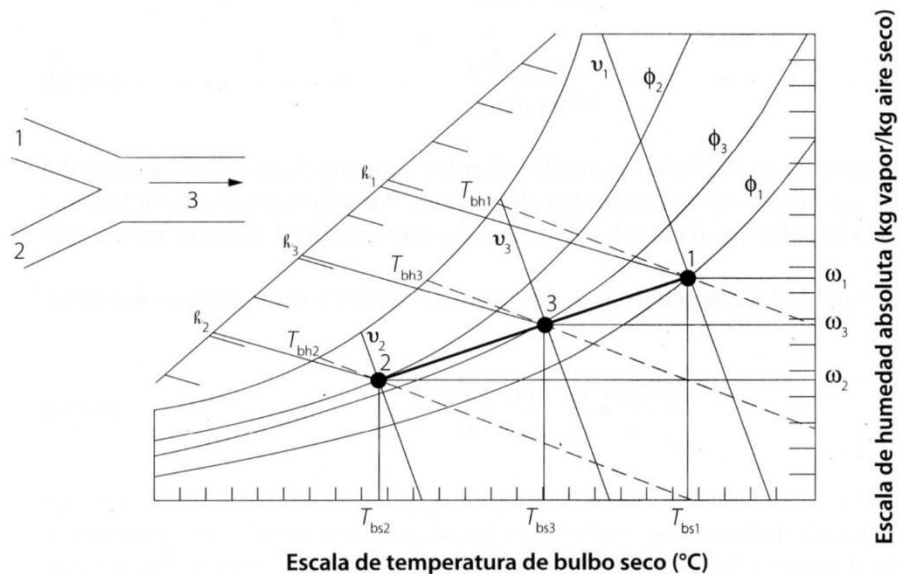


Figura 46. Temp. y entalpía de mezcla.

Fuente: Golden (2011) “*Termodinámica para Ingeniería* (1 ed.), México D.F.: Editorial Trillas”.

3.13.3.- Obtención de la Temp. del aire de abastecimiento o a la escapatoria de la ATU, T_5

Según Carrier (2009) “Designaremos con el número 1 las condiciones de aire a la llegada de la batería, con el número 2 las condiciones de escapatoria, y con el número 2' las condiciones que tendría el aire si saliese de la batería saturada y a la Temp. de la superficie de la batería. Las condiciones 2' no son reales, representan un estado ideal que no se alcanzará nunca. El punto 2 (estado del aire a la escapatoria de la batería) está en la recta 1-2' (Ver Figura N° 43). Obsérvese que el punto 2 tiene una Temp. T_2 menor que la Temp. T_1 , y una humedad w'_2 menor que la humedad w'_1 .

La Temp. T_2 , que es la Temp. de la superficie de la batería, se llama punto de rocío de la batería. La relación $(T_2 - T_2') / (T_1 - T_2')$ se llama factor de bypass, es decir”:

$$f = \frac{T_2 - T_2'}{T_1 - T_2'} \quad (3.33)$$

“El factor de bypass de la batería es una forma de indicar la eficiencia de la misma. Un factor bajo indica una buena efectividad. Esta relación se utiliza para determinar la Temp. de escapatoria del aire de la batería. Si de la relación anterior despejamos la Temp. De escapatoria, T_2 se obtiene”:

$$T_2 = (T_1 - T_{2'})f + T_{2'} \quad (3.34a)$$

$$h_2 = (h_1 - h_{2'})f + h_{2'} \quad (3.34b)$$

T_1 : T_3 , Temp. de llegada a la batería.

T_2 : T_5 , Temp. de escapatoria de la batería o insuflamiento.

$T_{2'}$: T_4 , Temp. media de superficie de la batería, punto de rocío.

T_2 : HR \in [90-100] %.

$$15^\circ\text{F} \leq T_{\text{sala}} - T_{\text{insuflamiento}} \leq 30^\circ\text{F}.$$

T_1 : T_{mezcla} .

T_2 : $T_{\text{insuflamiento}}$.

Cuando se determina el punto de insuflamiento de esta manera, se está garantizando que el factor de contacto del serpentín de enfriamiento del equipo varía entre $\langle 0.80 - 0.90 \rangle$, lo que implica tener un serpentín económico y comercial.

$$T_{\text{sala}} - T_{\text{insuflamiento}} = T_1 - T_2 = [15 - 30]^\circ\text{F} \quad (\alpha)$$

(40) en (α) :

$$T_1 - T_2 = T_1 - (T_1 - T_{2'})f - T_{2'}$$

$$T_1 - T_2 = T_1 - T_1 f + T_{2'} f - T_{2'}$$

$$T_1 - T_2 = T_1(1 - f) - T_{2'}(1 - f)$$

$$T_1 - T_2 = (T_1 - T_{2'})(1 - f) = [15 - 30]^\circ\text{F}$$

$$\text{Ejemplo: } T_1 = 22^\circ\text{C} = 71.6^\circ\text{F}, \quad f = 0.20, \quad T_{2'} = 8^\circ\text{C} = 46.4^\circ\text{F}$$

$$T_1 - T_2 = (71.6 - 46.4)(1 - 0.20) = 20.1^\circ\text{F} \in [15 - 30]^\circ\text{F} \rightarrow \text{Ok}$$

$$T_2 = T_1 - 20.1 = 71.6 - 20.1 = 51.4^\circ\text{F} = 10.8^\circ\text{C}$$

(1 - f): factor de contacto.

$$(1 - f) = 0.80 \in [0.80 - 0.90] \rightarrow \text{Ok.}$$

De (40): para 100% aire exterior

$$T_2 = (T_1 - T_{2'})f + T_{2'}$$

$$T_2 = (77.18 - 48.28) \times 0.2 + 48.28$$

$$T_2 = 54.06^\circ\text{F} = 12.26^\circ\text{C} \rightarrow T_{\text{insuflamiento}}.$$

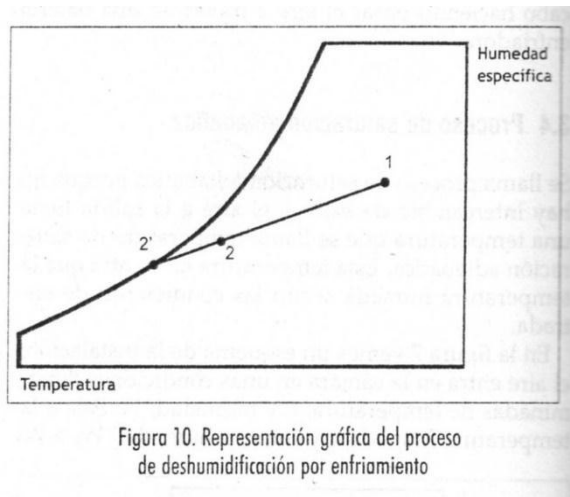


Figura 10. Representación gráfica del proceso de deshumidificación por enfriamiento

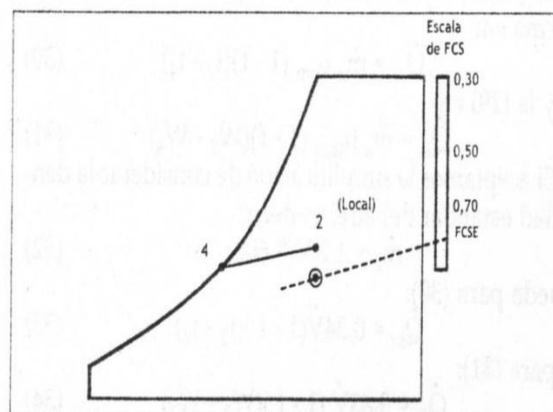


Figura 15. Obtención del punto de rocío de la batería

Figura 47. Representación gráfica de la deshumidificación por enfriamiento

Fuente: Carrier (2009) “Manual de Aire Acondicionado, España.: ediciones técnicas Marcombo”.

3.13.4.- Obtención de la potencia frigorífica de la ATU

Según Carrier (2009) “Una vez calculado T_3 y T_5 se sitúan en el diagrama los puntos (3) y (5). Para ello primero se traza la recta 1–2 y se sitúa el punto (3); a continuación, se traza la recta 3–4 y se sitúa el punto (5) (ver figura 44).

Se determinan las entalpías h_3 y h_5 en KJ / Kg aire (ver figura 43) y se efectúa un balance alrededor de la ATU. Obteniéndose”:

$$N_R = \dot{m}_a (h_3 - h_5) \quad (3.35)$$

Si aceptamos la aproximación de considerar la densidad estándar del aire, como hemos hecho, se obtiene:

$$N_R = 0.33 \dot{v} \times (h_3 - h_5) \quad (3.36)$$

N_R : es la potencia frigorífica de la ATU, en Watts.

\dot{v} : es el gasto de aire obtenido en la ecuación (3.31).

h_3 : Entalpías del estado 3 en KJ / Kg (Temp. de Mezcla).

h_5 : Entalpías del estado 5 en KJ/Kg (Temp. de Insuflamiento).

El coeficiente $0.33 = 1.2 \times 1,000 / 3,600$

$$T_5 = 54.06 \text{ °F} = 12.26 \text{ °C}$$

De Tabla 11, las entalpías de los estados 3 y 5:

$$h_5 = 32.210 \text{ KJ / kg.}$$

$$h_3 = 61.715 \text{ KJ / kg.}$$

Potencia Frigorífica de las ATU:

$$N_R = 0.33 \times 4,976.56 \times (61.715 - 29.459)$$

$$N_R = 52,972.64 \text{ Watts}$$

$$N_R = 3.413 \times 52,972.64 = 180,795.62 \text{ Btu / hr}$$

$$N_R / 4 = 180,795.62 / 4 = 45,198.91 \text{ Btu / hr}$$

Esta potencia de enfriamiento será cubierta por dos ATUs (Unidades de tratamiento de aire) de dos equipos de 48,000 Btu/hr cada una, para la zona de UCI (Unidad de cuidados intensivos).

Se manejarán dos alternativas adicionales, que son las siguientes:

1. Con cinco (05) equipos Split ducto de 48,000 btu/hr, y uno de 36,000 btu/hr
2. Con cuatro (04) equipos Split ducto de 48,000 btu/hr y dos de 36,000 btu/hr.

El equipo que variará de 48 a 36 kbtu/hr será el del área de UCI intermedios, para ello usaremos un equipo con mayor factor de contacto, es decir que el equipo de 36 kbtu/hr tendrá mayor cantidad de arranques y paradas por hora (o tendría que ser la batería del evaporador más eficiente o un equipo de precisión). Debido a que el equipo de 36 kbtu/hr de la alternativa dos tendrá mayor número de arranques, tendría que ser un equipo de mayor Clase o heavy duty.

Por otro lado, en la estación de invierno se requerirá de calefacción, como se sabe el clima de Huaral es húmedo, para ello sería oportuno a la vez que utilizamos una resistencia en invierno dentro de la ATU, sería un plus añadir un deshumidificador por silikagel. De acuerdo a la figura siguiente, con ello se tendría un ahorro en energía, dado que sería un proceso psicrométrico de calefacción y deshumidificación combinado para la estación de invierno. Por supuesto la resistencia debe ubicarse cuando el aire ya haya pasado por el proceso de secado en el equipo de la figura 50.

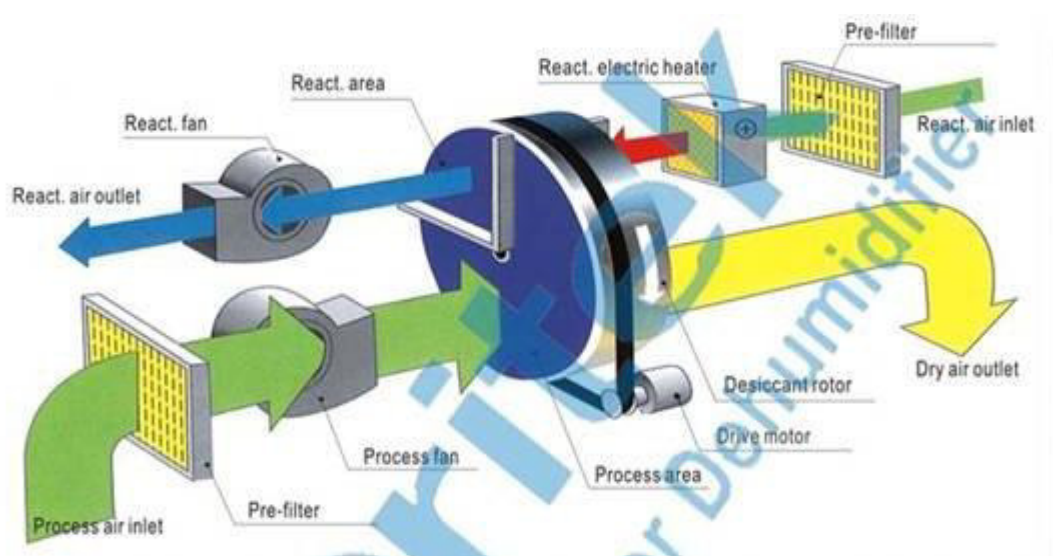


Figura 48. Proceso de trabajo deshumidificador más resistencia (heater)

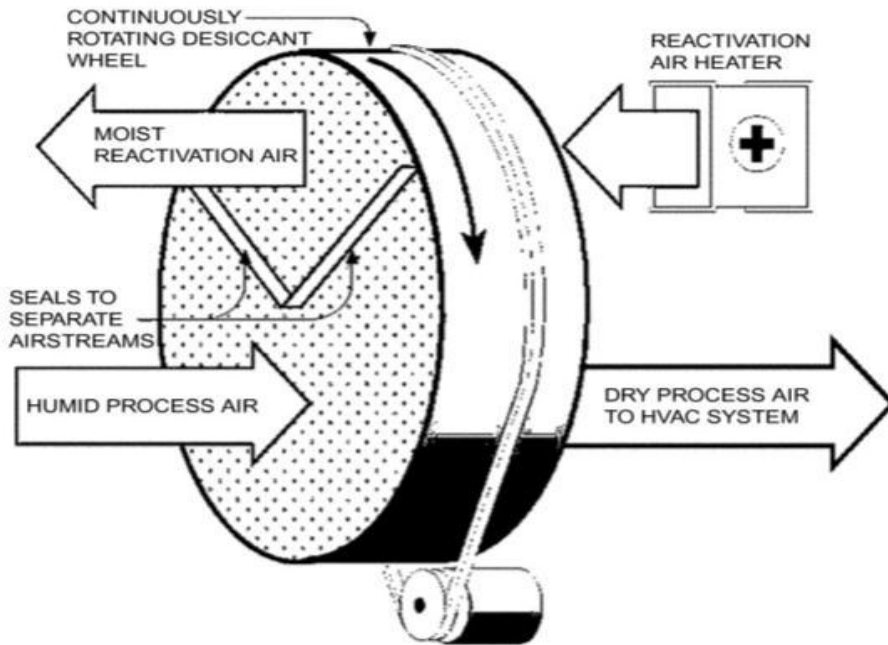


Fig. 7 Typical Rotary Dehumidification Wheel
(2008 HVAC Systems and Equipment, Chapter 23, p. 4)

Figura 49. Deshumidificación por Silikagel

Fuente: ASHRAE (2009) Fundamentals, Ashrae Handbook, USA.

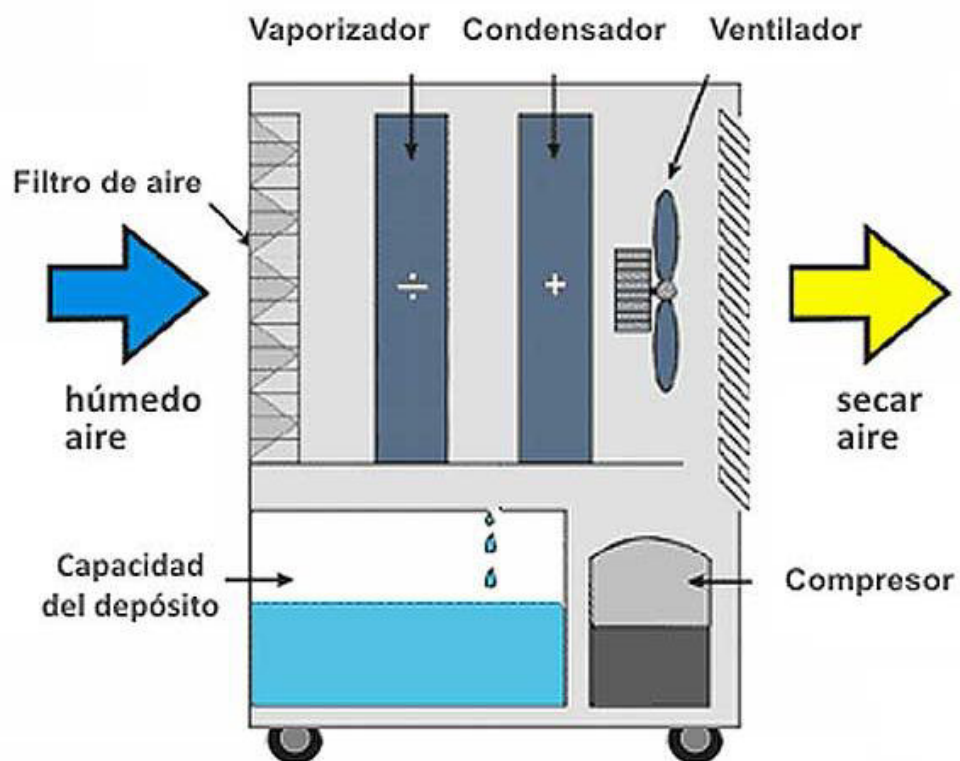


Figura 50. Proceso de deshumidificación por bomba de calor

3.13.5.- Resumen de tablas de respuestas

Tabla Respuestas – TR01

La Tabla TR01 muestra el cálculo del gasto de inyección de aire exterior, según el estándar ISO 14644-1, para salas limpias, a partir del volumen interior de las salas y las renovaciones por hora, o cambios de aire por hora mínimo del estándar mencionado.

Standard 14644-1. Salas Limpias							
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
Zonas	(m2)	h (mts)	Camb/hr	Caudal (m3/hr)	Caudal (Cfm)	Caudal equipos	%AE
Area 01	137.24	3	12.5	5,146.50	3,036.44	6400	0.4744
Area 02-A1	32.11	3	12.5	1,204.13	710.43	1600	0.4440
Area 02-A2	32.11	3	10.5	1,011.47	596.76	1200	0.4973
Area 03	20.00	3	12.5	750.00	442.50	1200	0.3688
Total	189.35			6,907.97	4,075.70		

Tabla TR01

$$(1) = \text{Area} \langle m^2 \rangle$$

$$(2) = \text{Altura} \langle mts. \rangle$$

$$(3) = \text{Camb} / hr$$

$$Q = (4) = (1) \times (2) \times (3) \langle m^3 / hr \rangle$$

$$Cfm = (5) = (4) \times 0.59$$

$$\%AE = (7) = (5) / (6)$$

Tabla Respuestas – TR02

La tabla TR02 muestra las cargas efectivas demandadas en verano a 100% aire renovado, base de cálculo para los resultados a 100% aire exterior y potencia de las ATUs, dividido por tres zonas básicas que son Uci, Uci intermedios y sala de aislados, así como el cálculo del factor de calor sensible efectivo.

Zona	Descripción	Area (m²)	Calor Total Verano(W)	Calor Sensible Verano (W)	Calor Latente Ver. (W)	FCSE Verano
UCI UCI intermedios Aislados	Area 01	137.24	20,517.4	16,988.0	3,529.4	0.8280
	Area 02	32.11	4,800.5	3,974.7	825.8	0.8280
	Area 03	20.00	2,990.0	2,475.7	514.3	0.8280
	Total Watts	189.35	28,307.9	23,438.4	4,869.5	0.8280
	Total Btu/hr		96,614.8	79,995.2	16,619.7	

Tabla Respuestas – TR03

La tabla TR03, muestra las potencias de enfriamiento de las ATUs total, por equipos y cantidad de equipos, considerando dos alternativas base, la 1ra con factor de contacto estándar de 0.80, necesiéndose cinco equipos de 48,000 y uno de 36,000 btu/hr. Y una 2da alternativa con equipos con factor de contacto mayores de hasta 0.90, es decir baterías más eficientes, obteniéndose así cuatro equipos de 48,000 y dos de 36,000 btu/hr.

CARGAS DEMANDADAS a 100% AE								
	<i>Qs.efectivo</i>	<i>1-f : f.cto.</i>	<i>A-Suministro</i>	<i>A-Exterior</i>	<i>Comparativo con cinco (05) y (04) equipos de 48 KBTU/hr.</i>			
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Alternativa 01	<i>Qse [W]</i>	<i>1-f</i>	<i>V [m3/hr]</i>	<i>Vv [m3/hr]</i>	<i>h3 [KJ/Kg]</i>	<i>NR total [W]</i>	<i>NR / Eq. [Btu/hr]</i>	<i># Equipos</i>
Area 01	16,988.0	0.80	4,976.57	2,228.81	61.929	53,324.32	45,498.98	4
Area 02-A1	3,974.7	0.80	1,164.37	585.00	64.209	13,352.41	45,571.79	1
Area 03	2,475.7	0.80	725.24	460.00	69.720	9,635.57	32,886.19	1
Alternativa 02	<i>Qse [W]</i>	<i>1-f</i>	<i>V [m3/hr]</i>	<i>Vv [m3/hr]</i>	<i>h3 [KJ/Kg]</i>	<i>NR total [W]</i>	<i>NR / Eq. [Btu/hr]</i>	<i># Equipos</i>
Area 01	16,988.0	0.80	4,976.57	2,228.81	61.929	53,324.32	45,498.98	4
Area 02-A2	3,974.7	0.90	1,034.99	410.00	59.767	10,351.69	35,330.32	1
Area 03	2,475.7	0.80	725.24	460.00	69.720	9,635.57	32,886.19	1

Tabla TR03

$$(1) = Q_{se} \langle \text{Watts} \rangle$$

$$(2) = 1 - f \langle \text{A dim} \rangle$$

$$(3) = \dot{u} = (1) / \{0.34 \times (2) \times [T_2 - T_4]\} \langle m^3 / hr \rangle$$

$$(4) = AE \langle m^3 / hr \rangle$$

$$(5) = h_3 = (4) / (3) \times [h_1 - h_2] + h_2 \langle KJ / kg \rangle$$

$$(5) = h_3 = (4) / (3) \times [85.005 - 43.211] + 43.211 \langle KJ / kg \rangle$$

$$(6) = NR = 0.33 \times (3) \times [h_3 - h_5] \langle \text{Watts} \rangle$$

$$(6) = NR = 0.33 \times (3) \times [(5) - 29.459] \langle \text{Watts} \rangle$$

$$(7) = (6) \times 3.413 / (8) \langle \text{Btu} / hr \rangle$$

Tabla Respuestas – TR04

La tabla TR04, muestra las cargas de enfriamiento demandadas para las dos alternativas.

CARGAS DEMANDADAS con Aire Exterior según estandar ISO 14644-1								
		<i>Demanda</i>						
		(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
Alternativa 01	Descripción	Caudal Normas ISO 14644-1	Q sensible / UTA	Q total / UTA	Q total / UTA	%AE	% Recirculación	Cantidad de UTAS
		Cfm	Btu/hr	Watts	Btu/hr			
UCI	Area 01	3,036.44	60,121.41	27,572.43	94,104.69	100%	0%	2
UCI intermedios	Area 02-A1	710.43	28,133.18	13,808.28	47,127.66	50%	50%	1
Aislados	Area 03	442.50	17,523.00	9,964.54	34,008.98	50%	50%	1
Alternativa 02	Descripción	Caudal Normas ISO 14644-1	Q sensible / UTA	Q total / UTA	Q total / UTA	%AE	% Recirculación	Cantidad de UTAS
		Cfm	Btu/hr	Watts	Btu/hr			
UCI	Area 01	3,036.44	60,121.41	27,572.43	94,104.69	100%	0%	2
UCI intermedios	Area 02-A2	596.76	23,631.87	10,116.32	34,527.01	50%	50%	1
Aislados	Area 03	442.50	17,523.00	9,964.54	34,008.98	50%	50%	1

Tabla TR04

$$(1) = \dot{u} \langle Cfm \rangle$$

$$(2) = Q_s = 1.1 \times (1) \times [T_1 - T_5] / (7) \langle Btu / hr \rangle$$

$$(2) = 1.1 \times (1) \times [30 - 10] \times 9 / 5 / (7)$$

$$(3) = 0.33 \times \{ (1) / 0.59 \} \times [h_3 - h_5] / (7) \langle Watts \rangle$$

$$(3) = 0.33 \times \{ (1) / 0.59 \} \times [\langle TR03 - (5) \rangle - 29.459]$$

$$(4) = (3) \times 3.413 \langle Btu / hr \rangle$$

Tabla Respuestas – TR05

La tabla TR05, muestra el resumen de cálculos para las resistencias eléctricas de equipos para cada Unidad de tratamiento de aire o ATU, para las dos alternativas.

BALANCE DE CARGAS - Cálculo Resistencias Eléctricas									
		<i>Oferta</i>	<i>Demanda</i>	<i>Demanda</i>	<i>Comparativo con cinco (05) vs (04) equipos de 48 KBTU/hr.</i>				
		(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Alternativa 01	<i>Descripción</i>	<i>Q total Equipos / UTA</i>	<i>Q total / ISO 8 / UTA</i>	<i>Caudal Normas ISO 14644-1</i>	<i>Carga Calefacción</i>	<i>Resistencia</i>	<i>Cantidad Equipos</i>	<i>Cantidad UTAS</i>	<i>Capacidad x Equipo</i>
		<i>Watts</i>	<i>Watts</i>	<i>Cfm</i>	<i>Kw</i>	<i>Kw</i>	<i>und</i>	<i>und</i>	<i>Btu/hr</i>
<i>UCI</i>	<i>Area 01</i>	28,127.75	27,572.43	3,036.44	7.046	7.0	4	2	48,000
<i>UCI intermedios</i>	<i>Area 02-A1</i>	14,063.87	13,808.28	710.43	2.885	3.0	1	1	48,000
<i>Aislados</i>	<i>Area 03</i>	10,547.91	9,964.54	442.50	2.054	2.5	1	1	36,000
Alternativa 02	<i>Descripción</i>	<i>Caudal Normas ISO 14644-1</i>	<i>Q total / ISO 8 / UTA</i>	<i>Caudal Normas ISO 14644-1</i>	<i>Carga Calefacción</i>	<i>Resistencia</i>	<i>Cantidad Equipos</i>	<i>Cantidad UTAS</i>	<i>Capacidad x Equipo</i>
		<i>Cfm</i>	<i>Watts</i>	<i>Cfm</i>	<i>Watts</i>	<i>Kw</i>	<i>und</i>	<i>und</i>	<i>Btu/hr</i>
<i>UCI</i>	<i>Area 01</i>	28,127.75	27,572.43	3,036.44	7.046	7.0	4	2	48,000
<i>UCI intermedios</i>	<i>Area 02-A2</i>	10,547.91	10,116.32	596.76	2.423	3.0	1	1	36,000
<i>Aislados</i>	<i>Area 03</i>	10,547.91	9,964.54	442.50	2.054	2.5	1	1	36,000

Tabla TR05

$$(1) = (8) \times (6) / \{ 3.413 \times (7) \}$$

$$(2) = \langle TR04 - (3) \rangle$$

$$(3) = \langle TR04 - (1) \rangle$$

$$(4) = 1.1 \times (3) \times \{ [T_2 - T_{inv}] \times 9 / 5 \} / (7) / 3.413$$

$$(4) = 1.1 \times (3) \times \{ [21 - 13] \times 9 / 5 \} / (7) / 3.413$$

T_{inv} = Temp. mínima en invierno = 13°C. T_2 = Temp. de confort = 21°C.

3.14.- Tabla de Cálculo de Caída de Presión Booster de salas UCI.

N°	Tipo	Lado 1	Lado 2	Longitud	Gasto	Gasto	AREA	PERIM.	Diam. Equival.
		in	in	mts.	Cfm	m ³ /h	m ²	mts	mts
1	HEPA Terminal				540	915.25			
2	Codo				540	915.25			
3	Niple	24	12	0.4	540	915.25	0.186	1.8288	0.4655
4	Ducto	12	7	6.4	540	915.25	0.054	0.9652	0.2529
5	Bifurcación				1600	2711.86			
6	Ducto	15	12	5.1	1600	2711.86	0.116	1.3716	0.3729
7	Codo				1600	2711.86			
8	Reducción				1600	2711.86			
9	Caja equipo	22	22	1.1	1600	2711.86	0.312	2.2352	0.6125
10	BOLSA								
11	CORRUGADO								
12	SINTETICO								
13	Llegada y escapatoria								

Descripción de valores extraídos del diseño de ductería (ver planos IM-02)

Tipo: Elemento a calcular o seleccionar caída de presión.

Lado 1, 2: Lado mayor y menor de elemento en pulgadas.

Longitud: Distancia longitudinal de elemento en metros.

Gasto Cfm y m³/h: Datos de gasto de normas ISO 8.

Área: Área de sección de elemento ducto o figura, en m².

$$A = \text{base} \times \text{altura}$$

$$A = 12" \times 7" \times 0.0254^2$$

$$A = 0.054 \text{ m}^2$$

Perímetro:

$$\text{Perim.} = 2 \times (\text{base} + \text{altura})$$

$$\text{Perim.} = 2 \times (12" + 7") \times 0.0254$$

$$\text{Perim.} = 0.9652 \text{ mts.}$$

$$D_{\text{equiv.}} = 1.55 \frac{\text{Area}^{0.625}}{\text{Perim}^{0.25}}$$

$$D_{\text{equiv.}} = 1.55 \frac{0.054^{0.625}}{0.9652^{0.25}}$$

$$D_{\text{equiv.}} = 0.2529 \text{ mts.}$$

$$\text{Velocidad} = \frac{\text{Caudal}}{\text{Area}} = \frac{\text{m}^3 / \text{h}}{\text{m}^2 \times 3600} = \text{m} / \text{s}$$

$$\text{Velocidad} = \frac{915.25 \text{ m}^3 / \text{h}}{0.054 \text{ m}^2 \times 3600} = 4.6913 \text{ m} / \text{s}$$

$$Velocidad = m / s \times 3.3 \times 60 = ft / min$$

$$Velocidad = 4.6913 m / s \times 3.3 \times 60 = 928.88 ft / min$$

$$Pend. hidráulica = 0.15 \times 0.09 \times \frac{Velocidad^{1.82}}{D_{equiv}^{1.22}} = Pa / m.l.$$

$$Pend. hidráulica = 0.15 \times 0.09 \times \frac{4.6913^{1.82}}{0.2529^{1.22}} = 1.2038 Pa / m.l.$$

$$Pend.Hidraul. = \frac{Pa / m.l.}{248.84 \times 3.3 / 100} = in.c.a. / 100 ft$$

$$Pend.Hidraul. = \frac{1.2038 Pa / m.l.}{248.84 \times 3.3 / 100}$$

$$Pend.Hidraul. = 0.1466 in.c.a. / 100 ft$$

C culo de la caída de presión en ducto recto (tipo 1):

$$Caida - Presión - ducto = Pa / m.l. \times Longitud = Pa$$

$$Caida - Presión - ducto = 1.2038 Pa / m.l. \times 6.4 m.l. = 7.70 Pa$$

C culo de la caída de presión en codos (tipo 2):

$$Caida - Presión - codos = (Pend_1 + Pend_2) / 2 \times Long.Equivalente$$

$$Caida - Presión - codos = (0.0607 + 1.2038) / 2 \times 2.05$$

$$Caida - Presión - codos = 1.30 Pa$$

C culo de Caída de presión en reducciones (tipo 3):

$$Caida - Presión - reducción = (hv_1 - hv_2) \times Fact.Fricci n$$

$$Caida - Presión - reducción = (11.8792 - 3.4919) \times 0.311$$

$$Caida - Presión - reducción = 6.77 Pa$$

N�	Tipo	Veloc. mps	Veloc. fpm	Pend. Hidr�. Pa/m.l.	Pend. Hidr�. in. c.a.	Caída Presión Pa.	Carga Veloc. hv	Factor de Fricción Adim.	Long. Equiv.
1	HEPA Terminal				1.1	273.99	5.5078		
2	Codo	3.0298				1.30	5.5078		2.05
3	Niple	1.3683	270.92	0.0607	0.0074	0.02	1.1233		
4	Ducto	4.6913	928.88	1.2038	0.1466	7.70	13.2049		
5	Bifurcación	5.589			Grafica:	25.00			
6	Ducto	6.4867	1284.37	1.3516	0.1646	6.89	25.2466		
7	Codo	4.4496				1.96	11.8792		2.66
8	Reducción					6.77		0.311	
9	Caja equipo	2.4124	477.66	0.1219	0.0149	0.13	3.4919		
10	BOLSA				0.55	136.99			
11	CORRUGADO				0.25	62.27			
12	SINTETICO				0.12	29.89			
13	Llegada y escapatoria				0.08	19.93			

Caída Presión Total: 572.85 Pa

Caída Presión-Coef.

Segurid.:

687.41 Pa

Caída Presión:

2.75 in c.a.

3.15.- Comparativo Selección Boosters y cálculo de potencias.

Comparativo 1 – DAB 10/10

Booster		
Gasto	1600	cfm
Caída Presión	2.75	in c.a.
Potencia	1.0847	BHP
Eficiencia	0.7200	%
Gasto	2711.86	m ³ /h
Gasto	0.7533	m ³ /s
Presión Estática	0.0698	mts c.a.
Potencia	1.0847	BHP
Motor	1.2583	HP
Selección	1.50	HP

Comparativo 2 – DAB 9/9

Booster		
Gasto	1600	cfm
Caída Presión	2.75	in c.a.
Potencia	1.3465	BHP
Eficiencia	0.5800	%
Gasto	2711.86	m ³ /h
Gasto	0.7533	m ³ /s
Presión Estática	0.0698	mts c.a.
Potencia	1.3465	BHP
Motor	1.5620	HP
Selección	1.50	HP

$$Potencia = \frac{Cfm \times in.c.a.}{eficiencia \times 5633} = BHP$$

$$Potencia = \frac{1,600 Cfm \times 2.75 in.c.a.}{0.72 \times 5633} = 1.0847 BHP$$

$$Potencia = \frac{1.13 \times 9.8 \times 1000 \times m^3 / s \times mts.c.a.}{Eficiencia \times 746}$$

$$Potencia = \frac{1.13 \times 9.8 \times 1000 \times 0.7533 m^3 / s \times 0.0698 mts.c.a.}{0.72 \times 746}$$

$$Potencia = 1.0847 BHP$$

$$Motor = 1.16 \times BHP$$

$$Motor = 1.16 \times 1.0847 BHP$$

$$Motor = 1.2583 HP$$

3.15.1.- Comparativo entre dos modelos de Booster

Comparativo 1: Modelo DAB 10/10



DAB

19-DAB-10/10-1.5HP/4-1700RPM-(208-230~3)



Ventilador centrífugo de doble aspiración con bastidor, rodete de álabes hacia delante marca S&P modelo 19-DAB-10/10-1.5HP/4-1700rpm-(208-230~3) para un caudal 1.622 cfm y presión estática 2,83 inwg.

Punto requerido

Caudal	1.600 cfm
Presión Estática	2,75 inwg
Temperatura	20 °C
Altitud	0 m
Densidad	1,2 Kg / m³
Frecuencia	60 Hz
Tensión	208-230~3

Punto de trabajo

Caudal	1.622 cfm
Presión estática	2,83 inwg
Presión dinámica	0,153 inwg
Presión total	2,98 inwg
Eficiencia	72
Pot Elect absorbida	1,26 hp
Rend Total	71,8 %
Potencia útil	1,06 Hp
Factor de Servicio Req	10
Rend Estático	68,1 %
Velocidad descarga	8 m/s
Velocidad ventilador	1700 rpm
Potencia específica	1,36 W/s

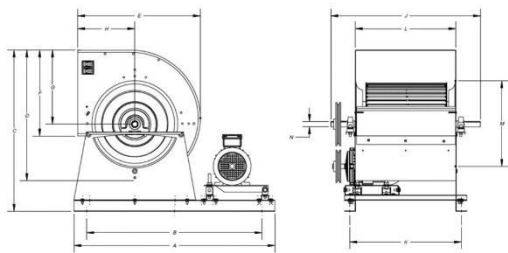
Construcción

Tamaño ventilador	10/10
Peso	26,91 kg

Características del motor

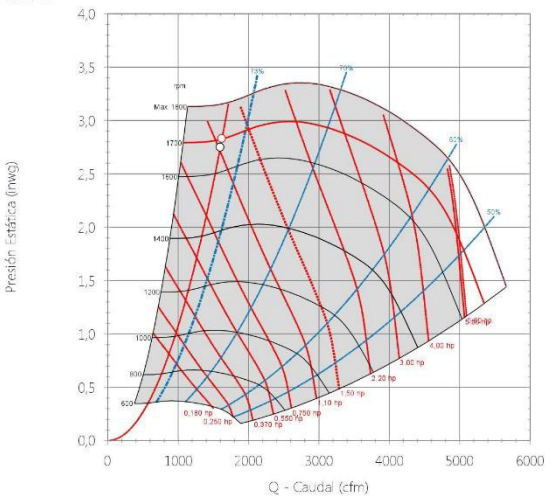
Número de Polos	4
Potencia motor	1,5 Hp
Tensión	3-208-230/460V-60Hz
Intensidad máxima absorbida	4,3 A / 2,2 A
Índice de protección	IP54
Clase motor	B

Dimensiones



A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N
785	665	547	444	420	287	247	199	580	378	332	277	1905

Curva



Comparativo 2: Modelo DAB 9/9



DAB

19-DAB-9/9-1.5HP/4-1850RPM-(208-230~3)



Ventilador centrífugo de doble aspiración con bastidor, rodete de álabes hacia delante marca S&P modelo 19-DAB-9/9-1.5HP/4-1850rpm-(208-230~3) para un caudal 1.614 cfm y presión estática 2,80 Inwg.

Punto requerido

Caudal	1.600 cfm
Presión Estática	2,75 Inwg
Temperatura	20 °C
Altitud	0 m
Densidad	1,2 Kg / m ³
Frecuencia	60 Hz
Tensión	208-230~3

Punto de trabajo

Caudal	1.614 cfm
Presión estática	2,80 Inwg
Presión dinámica	0,231 Inwg
Presión total	3,03 Inwg
Eficiencia	58
Pot Elect absorbida	1,56 hp
Rend Total	57,7 %
Potencia útil	1,34 Hp
Factor de Servicio Req	10
Rend Estático	53,3 %
Velocidad descarga	9,8 m/s
Velocidad ventilador	1850 rpm
Potencia específica	1,72 W/l/s

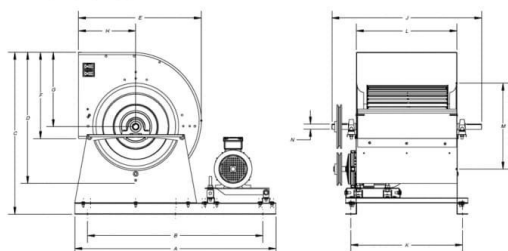
Construcción

Tamaño ventilador	9/9
Peso	24,91 kg

Características del motor

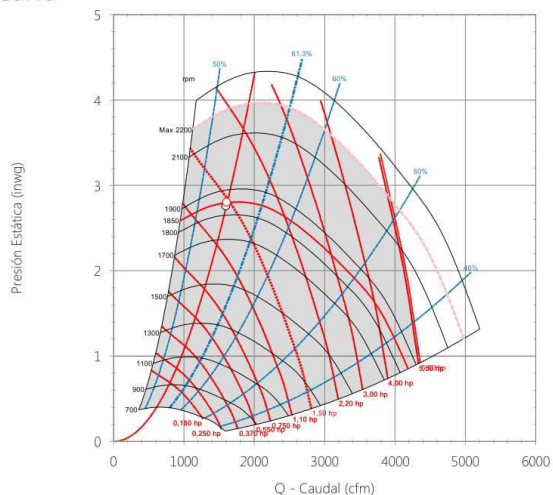
Número de Polos	4
Potencia motor	1,5 Hp
Tensión	3-208-230/460V-60Hz
Intensidad máxima absorbida	4,3 A / 2,2 A
Índice de protección	IP54
Clase motor	B

Dimensiones



A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N
750	630	487	389	380	259	219	184	530	344	299	255	1905

Curva

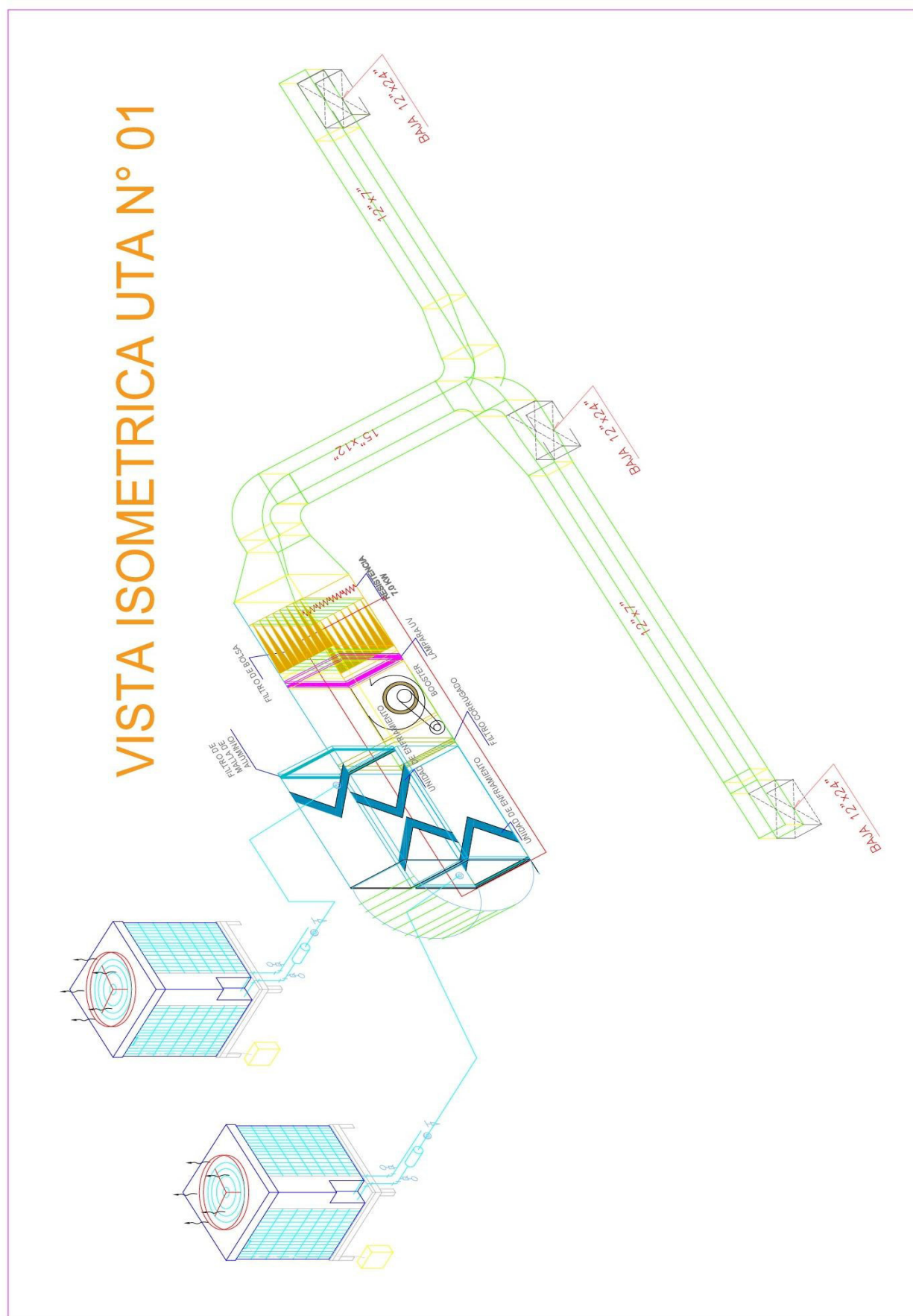


Características acústicas

	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Total
Aspiración (LwA)	60	64	73	75	81	80	75	69	85
Aspiración LpA @ 1,5m	45	49	58	60	66	65	60	54	70
Descarga (LwA)	60	64	73	75	81	80	75	69	85
Descarga LpA @ 1,5m	45	49	58	60	66	65	60	54	70



3.16.- Vista Isométrica del Modelo



CAPITULO IV. CARACTERISTICAS TECNICAS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

4.1.- Equipos de Ventilación Mecánica

4.1.1.- Extractor de Aire Centrífugo Para Salas UCI

El ventilador será del tipo centrífugo de simple llegada, ancho simple, siendo el rotor de aletas inclinadas hacia atrás, el cual será balanceado estática y dinámicamente como un solo conjunto con su eje.

Los ventiladores y extractores serán seleccionados para bajas RPM = [800-1,100] del ventilador, con motivo de tener bajas Celeridad (Vel.)es en el impulsor y bajo nivel de ruido. Además de tener un punto de funcionamiento eficiente y con menor potencia del motor eléctrico, conllevando con ello bajo consumo eléctrico. Aumentando el B/C (beneficio / costo) del modelo en el tiempo.

El eje será de acero e irá apoyado en chumaceras con rodamientos de lubricación permanente que estará montado rígidamente en la estructura metálica.

El rodete y la carcasa serán contruidos de plancha de fierro galvanizado con un espesor mínimo de 1/27"; el rodete estará unido mecánicamente a su eje por medio de chaveta.

Será accionado por medio de motor eléctrico a través de fajas y poleas; el motor deberá tener base metálica con tensor de fajas y guarda fajas de plancha galvanizada calibre 1/32".

El motor eléctrico de 2.0 H.P. girará a 1800 rpm nominales y su potencia será igual o mayor al BHP requerido por el extractor. Su factor de servicio será de 1.15. La alimentación eléctrica será: 220 V – 3 Ph- 60 Hz.

Los ventiladores llevarán guardas fajas elaboradas de plancha de FoGo.

El ventilador se montará sobre bases metálicas. El conjunto, equipo y base, forma una sola unidad rígida y tendrá aisladores de movimiento.

4.1.2.- Ventiladores de Impulsión

(BOOSTER, Inyección de aire con filtros)

Ventiladores que servirán para Impulsión del aire en las salas UCI. Serán de tipo centrífugo en gabinete, con gabinete de acero galvanizado de bajo perfil especial para instalación en zonas de baja altura. Igualmente se suministrará con deflectores en la descarga para orientación del flujo del aire, que debe ser unidireccional.

El Booster será seleccionado para bajas RPM, para obtener los mismos beneficios que en el caso anterior. Las RPM se definen con la adecuada selección de las poleas del par

motor/ventilador.

Los ventiladores llevarán guardas fajas elaboradas de plancha de FoGo.

El modelo de transmisión consiste en accionamiento por Faja y Polea, motor eléctrico para 220 V. 3 f. 60 Hz. El motor deberá tener jaula de ardilla con protección IP-55; siendo totalmente accesible para trabajos de operación y mantenimiento. Estos ventiladores y sus motores deberán ser listados y probados para cumplir con Normas Internacionales y Nacionales de Inyección y extracción Mecánica para áreas de Laboratorios y Centros de Salud.

4.2.- Modelo de Contención y Captura

4.2.1.- Ductos Metálicos

Se fabricarán e instalarán de conformidad con los tamaños y recorridos mostrados en los planos y en concordancia con la norma SMACNA (Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association. Inc.).

Tabla 35. Calibre de ductos y medidas de empalmes por ancho mayor de ducto rectangular

ANCHO DEL DUCTO	CALIBRE	EMPALMES Y REFUERZOS
Hasta 12"	Nº 26	Correderas 1" a máx. - 2.38 m entre centros
13" hasta 30"	Nº 24	Correderas 1" a máx. - 2.38 m entre centros
31" hasta 45"	Nº 22	Correderas 1" a máx. - 2.38 m entre centros
46" hasta 60"	Nº 20	Correderas 1 ½" a máx. - 2.38 m entre centros
Más de 61"	Nº 21	Correderas 1 ½" a máx. - 2.38 m entre centros con ref. ángulo 1" x 1" x 1/8" entre empalmes

Fuente: Normas SMACNA

4.2.2.- Rejillas de Extracción

Serán instaladas para las áreas de UCI. Serán de aletas inclinadas, de dimensiones y cantidad mostradas en planos. Se fabricarán con planchas de acero inoxidable, de acuerdo a las siguientes indicaciones:

Se ubicarán en la parte lateral o baja de los ductos metálicos, en forma vertical a nivel de 0.20 metros del piso de cada área.

Todas las rejillas no serán pintadas. Todas las uniones de plancha serán con soldadura de punto. Todas las rejillas tendrán dámetros manuales para regulación del gasto de aire.

4.3.- Equipos de Aire Acondicionado

4.3.1.- Unidad Evaporadora

La Unidad tipo Split Ducto de expansión directa estarán integradas por un serpentín de evaporación, ventilador Booster, bandeja de condensado interior, el serpentín de evaporación será de tubos de cobre, con aletas de aluminio fijadas mecánicamente.

Los ventiladores serán de álabes múltiples curvados hacia adelante, tipos “siroco”, accionados directamente por un motor eléctrico de 3 Celeridad (Vel.)es (alta, media, baja), con abastecimiento eléctrico a 220V, 1 fase, 60Hz. Los ventiladores deberán ser sometidos a un balanceo estático y dinámico, con el fin de garantizar una operación silenciosa y exenta de vibraciones anormales. El conjunto moto ventilador (motor eléctrico - rodete centrífugo) deberá ser desmontable del cuerpo de la unidad evaporadora para efectos de mantenimiento. El filtro de aire será del tipo lavable.

4.3.2.- Unidades Condensadoras

Cada unidad condensadora estará compuesta por un compresor, un serpentín de condensación, un moto-ventilador y el gabinete respectivo.

El compresor será hermético tipo “Scroll”, adecuado para operar con refrigerante R-410 y abastecimiento eléctrico a 220V, 60Hz. Contará con amortiguadores de vibración interiores de resorte y exteriores de jebe, así como con protectores térmicos contra sobrecargas en el bobinado del motor.

El serpentín de condensación será de tubos de cobre sin costura, con aletas de aluminio fijadas mecánicamente.

El ventilador para la impulsión del aire de condensación será del tipo axial, accionado directamente por motor eléctrico, con protección térmica en su bobinado y abastecimiento eléctrico a 220V, 60Hz, monofásico.

El gabinete será fabricado de plancha galvanizada, con protección anticorrosiva y acabado de pintura electrostática horneado, resistente a la intemperie.

Contará con válvulas de servicio tanto en la llegada como en la escapatoria de refrigerante.

Los ventiladores deberán operar a bajo nivel de ruido y totalmente exentos de vibraciones.

Las capacidades de enfriamiento de las unidades condensadoras se muestran en los planos.

4.3.3.- Conexión Eléctrica

En los planos de instalaciones eléctricas se indica el lugar donde se han dejado las provisiones eléctricas para los equipos de ventilación mecánica.

Se empleará tuberías CONDUIT flexible y cajas CONDULET cuando la instalación sea a la vista, pudiendo ser tubería plástica pesada únicamente cuando la instalación sea empotrada.

Los conductores eléctricos alimentadores serán de Clase THW INDECO.

El cableado de los circuitos secundarios será con conductores THW.

Se deberá respetar el código de colores indicado en el Manual de Construcción y Habilidad del Conjunto Residencial: R-rojo, S-negro, T-azul, Neutro-blanco y Tierra-amarillo/verde.

Los alambres y cables de control serán de cobre con la protección blindada recomendada por el fabricante del equipo de ventilación. Será parte de la instalación eléctrica la instalación de todo el modelo de control, los arrancadores magnéticos y las botoneras de arranque ubicadas en lugares accesibles. Todos los equipos de ventilación estarán conectados a tierra con su respectivo cable.

Para la conexión eléctrica en general se seguirán las normas técnicas establecidas en el código nacional de electricidad.

4.3.4.- Arranque y Pruebas

Se ejecutará los arranques, pruebas, regulaciones y balances del aire para poner los modelos en condiciones normales de operación y su entrega en funcionamiento.

Se entregarán las instrucciones escritas de operación y se impartirán las instrucciones prácticas, durante el período de arranque y pruebas, al personal calificado que sea designado por el usuario y/o supervisión.

Se entregarán un juego de planos finales de replanteo (As Built).

4.4.- Modelo de Refrigeración y Drenaje

4.4.1.- Tuberías de Cobres

Las tuberías del modelo de refrigeración serán de cobre sin costura. Las tuberías de distribución del modelo de refrigeración serán de cobre tipo “L” sin costura, con especificaciones ASTM B88-41, con extremos para ser soldados con accesorios normalizados, de las siguientes características:

Tabla 36. Características de la tubería de cobre por diámetros

Diám. Nom. (in)	Diám. Exterior (in)	Espesor de la pared Nom. (in)	Toleran cia	Peso Teórico (Lb/pie)	Permitida (psi) A 100°F
1/2"	0.625	0.040	0.0035	0.285	740
3/4"	0.875	0.045	0.0040	0.455	590
1"	1.125	0.050	0.0040	0.655	510
1 1/4"	1.375	0.050	0.0045	0.885	460
1 1/2"	1.625	0.060	0.0045	1.14	430
2"	2.125	0.070	0.0060	1.75	370
2 1/2"	2.625	0.080	0.0060	2.48	250

Fuente: Normas ASTM

4.4.2.- Accesorios de Cobre

Los accesorios, codos 90°, codos 45°, tees, etc., deberán ser de cobre especificación ASTM-B-88 o bronce fundido, especificaciones ASTM B-62 o forjado, especificaciones ANSI B-16.18. Con sus extremos para soldar tipo hembra (soldered cup end) salvo indicación contraria, pudiéndose indicar algún extremo del tipo macho o con rosca interior (FPT) o con rosca exterior (HPT).

Todos los accesorios deberán llevar grabados en relieve la marca del fabricante. El interior de los mismos será liso y no presentará porosidades en toda su masa.

4.4.3.- Aleación de Soldar

Las uniones se ejecutarán empleando soldadura de cobre fosforoso con 5% de plata. Recomendada para Temp. de servicio hasta 250°F con presiones de trabajo hidráulico de 150 a 200 PSI a 250°F y 300 a 500 PSI a 100°F, grado de fusión de 460°F, especificado según normas ASTM B-32 grado 5A.

La soldadura tipo alambre de 3/32" y/o 1/8" será presentada en carretes.

Se utilizará la pasta de soldadura recomendada por los fabricantes para el tipo de soldadura indicada.

4.4.4.- Modelo de Drenaje

Se proveerá e instalará la tubería de drenaje de cada unidad evaporadora, las cuales deberán conectarse adecuadamente a la bandeja receptora de cada unidad hasta el sumidero existente.

Se debe instalar esta línea de drenaje con tuberías de PVC-SAP de 3/4 “, cuidando que se respete la pendiente adecuada y las trampas de agua de drenaje y evitar atoros o inundaciones por estas causas.

4.4.5.- Aislamiento Térmico de Tuberías.

Las tuberías de refrigerante deberán ser aisladas con espuma elastomérica de células cerradas marca Armaflex o similar, con una densidad de 3 lb/pie³, según norma ASTM D 1667 y una conductividad térmica de 0.25 btu-plg/pie²-°F.hr medida a una Temp. de 75°F, de acuerdo al estándar ASTM C 177.

Las juntas serán adheridas mediante pegamento de contacto fabricado especialmente para este fin, tipo Durodin.

4.5.- Modelo de Filtración

4.5.1.- Cajas Porta filtro.

Fabricadas de plancha de fierro galvanizado de 1/27” de espesor.

Contará con rieles para desplazamiento y alojamiento de los filtros corrugado y bolsa, y panel removible para acceso al interior para el mantenimiento y cambio de filtros.

La caja porta filtros deberá contar con pre-filtro tipo sintético y/o malla de gallinero.

4.5.2.- Filtro Corrugado.

Eficiencia : 25 – 30% Standard ASHRAE 52.1 – 92 (MERV 7).

Dimensiones : 24”x24”x2”.

Cantidad : 05 (CPF-01/02/03/04/05)

Filtro de superficie extendida de mediana eficiencia fabricado con un laminado de fibra sintética en una configuración de pliegues con soporte de malla anticorrosivo, marco de cartón rígido resistente a la humedad y deformación en condiciones normales de trabajo.

Certificación UL, inflamabilidad clase 1.

4.5.3.- Filtro Bolsa.

Eficiencia : 90 – 95% Standard ASHRAE 52.1 – 92 (MERV 14).

Dimensiones : 24”x24”x22”.

Pockets : 06.

Cantidad : 05 (CPF-01/02/03/04/05)

Filtro de superficie extendida de alta eficiencia fabricada en fibra sintética. El filtro está

compuesto por bolsas individuales y un marco sólido.

Certificación UL. Inflamabilidad clase 1.

4.5.4.- Filtro Absoluto HEPA.

Eficiencia	: 99.97% DOP.
Dimensiones	: 12"x12"x6".
Cantidad	: 05 (Ubicación: Terminal).
Dimensiones	: 24"x12"x6".
Cantidad	: 06 (Ubicación: Terminal).
Dimensiones	: 24"x24"x12".
Cantidad	: 01 (Ubicación: CPF-05).

Medio filtrante a base de papel de microfibras de vidrio soportado por separadores de aluminio corrugado colocado entre cada pliego de los medios para una máxima fortaleza y mínima resistencia al flujo de aire.

Separador de uretano para proporcionar sello positivo en los cuatro lados del armazón, para eliminar fugas de aire.

Construcción del armazón en metal galvanizado.

Los filtros a instalar deberán ir acompañados de un certificado que corrobore que esos han sido adecuadamente testeados en fábrica para un 99.97% de eficiencia DOP.

4.6.- Manómetro Diferencial.

Manómetro diferencial indicador de saturación de filtros de aire y medida de presiones interiores de salas, fabricado en plástico moldeado y montaje vertical, rango: 0-3" c.a.

Medición de presión positiva y negativa o diferencia de presiones de aire.

El manómetro diferencial será protegido de la intemperie mediante una caja metálica o de PVC con tapa, de tamaño adecuado y fijado a la estructura de la caja porta filtros o pared, mediante tornillos autorroscantes o remaches.

4.7.- Planos del Modelo

Son parte integrante del modelo los siguientes planos:

- IM-01:** Modelo de tratamiento de aire, 1ra Planta.
- IM-02:** Modelo de tratamiento de aire, Techos.
- IM-03:** Modelo de tratamiento de aire, Cortes y Detalles.
- IM-04:** Modelo de tratamiento de aire, Notas, Tablas, Detalles y Leyenda.
- IM-05:** Modelo de tratamiento de aire, Isométricos.

4.8.- *Análisis de los Resultados Obtenidos*

- ✓ [OE-01] Se verifica de acuerdo a cálculos del tipo de ladrillos (marca Pirámide en nuestro caso) que, a mayor espesor de pared o altura de techos, la resistencia térmica es mayor, por lo tanto, el coeficiente global de Transf. de Cal. disminuye con esta distancia.
- ✓ [OE-01/02] Se verifica que el incremento solar por radiación en paredes y techos es mayor en verano, negativo menor en invierno, y en condiciones óptimas para mínimo confort es de -1.54 para paredes exterior norte.
- ✓ [OE-02] Se verifica que los parámetros psicrométricos calculados en la presente Tesis guardan semejanza con los diagramas estandarizados en el modelo internacional, se adjunta en anexo el mencionado diagrama psicrométrico para chequeo (ver tablas 10 y 11).
- ✓ [OE-03] Se encuentra que la mayor carga térmica es en verano siendo esta de 28,635 Watts, y la menor en invierno siendo esta carga negativa, por lo tanto, de calefacción a 8,306 Watts de calor sensible efectivo.
- ✓ [OE-04] Se encuentra que la Temp. Exterior para condiciones óptimas (calor sensible total igual a cero) para las condiciones promedio de 15 personas y una carga de iluminación total LED de 1,007 Watts es de 17,3 °C. Además, se verifica que a mayor número de personas (mayor carga térmica por personas y/o iluminación, máquinas/equipos) la Temp. debiera ser menor en alrededor de 0.8°C para 20 personas y 1750 watts de iluminación.

4.9.- *Discusión de Resultados*

- ✓ Se entiende de los resultados obtenidos de forma general que para las condiciones interiores y exteriores del hospital de Huaral y dada su arquitectura que, la mayor carga positiva se deberá satisfacer con equipos de aire acondicionado de las características y capacidades determinadas en alternativa 1 de las tablas de respuestas TR-01 a TR-05.
- ✓ Que la menor carga es en invierno, siendo negativa debiéndose suplir con resistencias eléctricas de las capacidades determinadas también en tabla de respuestas TR-05.
- ✓ Además, que como las condiciones de confort están en el rango de 21°C a 26 °C, la carga sensible total puede autosatisfacerse con las cargas interiores, a Temp.s exteriores en el rango de 16,5°C hasta 20,0 °C. Siendo la Temp. óptima promedio de 18,1 °C.
- ✓ Se detalla las características y capacidades de equipos dentro de la presente tesis.

CONCLUSIONES

- ✓ [OE 01] Se verifica que las cargas térmicas de Transf. de Cal. son mayores en verano que en las otras estaciones del año, cargas por transmisión en paredes verano 5,520.4 Watts y techos 6,953.6 Watts, incluso siendo negativas en la estación de invierno, siendo la cargas por transmisión paredes en invierno de -6,902.1 Watts y en techos de -1,375.7 Watts. Del inventario de máquinas se desglosa la simultaneidad o probabilidad que los equipos indicados en tabla 28 estén encendidos al mismo tiempo, acumulando de esta forma las cargas parciales o aporte térmico al balance total de cargas por máquinas y equipos, siendo ésta de 594.1 Watts. Además de acuerdo a las normas extraídas del ASHRAE indica que el ratio de metros cuadrados por persona está entre 10 y 15 por lo tanto, la cantidad máxima de personas para el área de 200 m² deberá ser de entre 15 y 20 personas máximo.
- ✓ [OE 02] De los cálculos psicrométricos se verifica que, los resultados de humedad (humedad exterior verano es de 19.754 gr-w/Kg-a.s., en invierno de 7.996 gr-w/Kg-a.s., en primavera de 11.529 gr-w/Kg-a.s. y óptimo de 10.294 gr-w/Kg-a.s.; humedad interior o de confort de 8.311 gr-w/Kg-a.s., de mezcla de 13.689 gr-w/Kg-a.s., de rocío de 7.708 gr-w/Kg-a.s., de insuflamiento de 8.310 gr-w/Kg-a.s.), entalpía (entalpía exterior en verano de 85.005 KJ/Kg-aire, en invierno de 33.240 KJ/Kg-aire, en primavera de 48.724 KJ/Kg-aire, óptimo de 43.378 KJ/Kg-aire; entalpía interior o de sala de 43.211 KJ/Kg-aire, de mezcla de 61.715 KJ/Kg-aire, de rocío de 29.459 KJ/Kg-aire e insuflamiento de 32.210 KJ/Kg-aire), volumen específico y Temp. de bulbo húmedo TBH (Temp. de bulbo húmedo en verano de 25.570 °C, en invierno de 11.51 °C, en primavera de 16.63 °C, óptimo de 15.323 °C, interior o sala de 15.072 °C, de mezcla de 21.008 °C, de rocío de 9.45 °C, de insuflamiento de 11.444 °C) guardan relación con los extraídos del diagrama psicrométrico estándar. Además, existe una correspondencia obvia que a mayor Temp. la entalpia es mayor y viceversa. Mientras que el volumen específico para las condiciones de la presente tesis está en el rango de 0.82 a 0.89 m³/kg, siendo en promedio su densidad de 1.20 Kg/m³, tal cual como se supuso en la ampliación de la fórmula de calor sensible y latente para las unidades empleadas.
- ✓ [OE 03] Los cálculos de calor sensible efectivo total son a condiciones de 100% aire recirculado dentro de los ambientes a climatizar, pero con el propósito de aumentar el aire de óptima Clase es de 23,438.4 Watts de sensible y de 4,869.5 Watts de latente en verano, se recalcularon las cargas finales de las unidades de tratamiento de aire (ATU) a 100% aire exterior, siendo estas congruentemente mayores en aproximadamente 2.69 veces el

valor a condiciones de aire recirculado en este caso de 76,312.3 Watts de enfriamiento total. Los resultados de gasto de abastecimiento de las ATU se obtuvieron de la aplicación de las normas ISO 14644-1 siendo estos de 6,907.97 m³/hr total, para la subclasificación de sala ISO 8, de acuerdo a tabla de respuestas TR-01 en la observación de 12.50 cambios por hora en todos los ambientes.

- ✓ [OE 04] Se verificó como era evidente que, las cargas totales en estación verano serán por enfriamiento, siendo estas la base para la selección de los equipos de aire acondicionado, de acuerdo a tablas de respuestas TR05. Además, que las cargas menores ocurren en estación de invierno siendo estas en valores negativos por lo tanto requerirá de calefacción para mantener las condiciones de confort controladas al interior de salas UCI (Unidad de cuidados intensivos). Por otro lado, dado que la Temp. exterior es variable en el tiempo, se encontró una Temp. óptima exterior de entre 17.2 y 20.1 °C para el cual no requiere de climatización. Por cuanto con las cargas interiores de personas, máquinas y luminarias se mantendría el interior a condiciones de confort térmico (Temp. de confort entre 21 y 26 °C).
- ✓ [OE 05] Se seleccionarán 04 equipos de 48,000 btu/hr para salas UCI divididos en dos ATU de dos equipos cada uno, inyectando un gasto insuflado de 5,146 m³/hr total. Para sala UCI intermedios se seleccionará un equipo de aire acondicionado de 48,000 btu/hr inyectando un gasto de aire de 1,204 m³/hr, finalmente para sala de aislados se seleccionará un equipo de 36,000 btu/hr inyectando un gasto de 750 m³/hr. Las resistencias eléctricas serán de 7.0, 3.0 y 2.50 Kw para las ATU de UCI, UCI intermedios y aislados respectivamente. Los filtros HEPA se distribuirán de forma terminal, es decir directamente dentro del techo inmediato en la cantidad de seis de 24"x12"x6" dividido en dos ATUs, 3 de 12"x12"x6" y dos de 12"x12"x6" para las ATU de UCI, intermedios y aislados respectivamente, esto debido a sus capacidades máximas de flujo de aire de cada HEPA y para mantener una distribución adecuada de aire dentro de las respectivas salas.

RECOMENDACIONES

- ✓ Se verifica, de acuerdo al análisis de la tabla psicrométrica que, adicionar un deshumecedor al modelo de climatización ayudará a economizar energía de calefacción en invierno (ver diagrama psicrométrico en Tabla Anexo 17). El mismo que podría ser por silikagel o tipo bomba de calor, por lo tanto, es recomendable su instalación.
- ✓ Se recomienda la opción determinadas en alternativa 1, por cuanto trae mayores beneficios en cuanto a reparaciones por mantenimiento, debido a que su selección está dentro del mejor rango de operación del equipo.
- ✓ Se recomienda mantener en la mayoría de lo posible una pendiente hidráulica de 0.15 “c.a./ 100ft de ducto recto, por cuanto las caídas de presión total dependen directamente de esta medida, ocasionando un mejor diseño de ductos en la medida de tener presiones estáticas de ventiladores en el rango HVAC menor. Traduciéndose esto en menores gastos energéticos y de equipos y ductos más livianos.
- ✓ Se recomienda la selección de ventiladores de bajo rpm, por cuanto el tamaño y capacidad del motor será menor, ocasionando un menor consumo energético; ya que es conocido por conceptos de turbomáquinas que un ventilador más grande necesitará menores RPM en su eje del impulsor comparado con un ventilador pequeño, a su vez se sabe que la potencia o consumo energético del motor aumenta con las RPM, al requerir de menor esfuerzo o torque a menores RPM.
- ✓ Debido a que el nivel sonoro de equipos de ventilación y ductos de aire depende directamente de la energía cinética del aire, entonces, seleccionar equipos a bajo RPM y ductos a pendiente hidráulica de 0.15 in c.a./ 100 ft, nos asegura que las pérdidas hidráulicas serán bajas y por lo tanto los equipos y ductos tendrán nivel sonoro dBA dentro de los límites recomendados por las normas del Ashrae y la bibliografía mostrada dentro de la presente Tesis.
- ✓ Se recomienda que la cantidad total de personas dentro de UCI sea un máximo de 20 personas. Por recomendaciones de normas Ashrae de ocupantes y a la carga máxima de diseño instalada de acuerdo a cálculos.
- ✓ Se recomienda el uso de luminarias LED, debido a su mayor eficiencia de lux/watts de consumo. El uso de estas luminarias ayudará al menor consumo energético en climatización.
- ✓ Se recomienda tener presente las capacidades de equipos y accesorios indicados en la presente tesis.

- ✓ Se recomienda que la medida de las rejillas y filtros HEPA sean de acuerdo a indicado en la presente tesis. Esto debido a que las Celeridad (Vel.)es de frente de estas estén conforme a normas. Es decir, para rejillas entre 400 y 500 fpm (pies por minuto). Y de los filtros HEPA de 300 fpm, de acuerdo esto a datos de fabricantes.
- ✓ Que los filtros sean colocados en cascada, en paralelo uno a continuación del otro. Siendo el primero el filtro lavable, filtro corrugado, bolsa y finalmente el HEPA de forma terminal. Con ello se consigue capturar el mayor porcentaje de partículas por los filtros más baratos, pero menos eficientes, de acuerdo a planos de tesis.

BIBLIOGRAFIA Y REFERENCIAS

- American Psychological Association (2010). “Manual de Publicaciones de la American Psychological Association” (6 ed.). México, D.F.: Editorial El Manual Moderno.
- ASHRAE (2009) “*Fundamentals*”, *Ashrae Handbook*, USA.
- Buffa A. y Wilson J. (2009) “*Física*” (5 ed), México: Editorial Prentice Hall Pearson.
- Carrier (2009) “*Manual de Aire Acondicionado*”, España: ediciones técnicas Marcombo.
- Cengel Y. y Boles M. (2006) “*Termodinámica*” (5 ed.), S.A. de C.V., México D.F.: McGraw Hill Interamericana editores.
- Crowe, Elger y Roberson (2007) “*Mecánica de Fluidos*” (8 ed.), México D.F.: Grupo Editorial Patria de C.V.
- Escoda S. (s.f.), “*Manual Práctico de Ventilación S&P*” (2 ed.), Barcelona, España.
- Golden F. (2011) “*Termodinámica para Ingeniería* (1 ed.), México D.F: Editorial Trillas”
- Herencia D. (1995) “*Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado*”, Lima, Perú: CIME-CDL-CIP, WH Editores,
- Kreith F., Manglik R. y Bohn M. (2012) “*Principios de Transf. de Cal.*” (7 ed.), C.V., México D.F.: Cengage Learning Editores, S.A.
- Miranda A. (2000) “*Aire Acondicionado – Nueva enciclopedia de la climatización*”, Barcelona, España: ediciones CEAC.
- Moreno A., “*Asociación para la Prevención de Accidentes*”, San Sebastián, España, Recuperado de: “http://www.seslap.com/seslap/html/curCong/congresos/xixcongreso/jueves_26/bastida/mesa6/ana_adellac.pdf”.
- Rozas A. (1995) “*Notas del curso de mecánica de fluidos, Universidad Nacional Mayor de San Marcos*”, Lima - Perú.

ANEXOS

TABLAS ANEXOS

Tabla Anexo 1. Ganancias debido a los ocupantes.	126
Tabla Anexo 2. Valores usuales de los factores de bypass.	127
Tabla Anexo 3. Valores usuales de factores de bypass para diferentes aplicaciones.	127
Tabla Anexo 4. Resistencia térmica R-materiales de construcción 01.	128
Tabla Anexo 5. Resistencia térmica R-materiales de construcción 02.	129
Tabla Anexo 6. Resistencia térmica R-materiales de construcción 03.	130
Tabla Anexo 7. Suplementos a la pérdida de calor.	131
Tabla Anexo 8. Máximas aportaciones solares a cristal sencillo.	132
Tabla Anexo 9. Factores totales de ganancia solar a través del vidrio.	133
Tabla Anexo 10. Factores de almacenamiento sobre carga térmica, aportaciones solares a través del vidrio.	134
Tabla Anexo 11. Factores de almacenamiento con vidrio descubierto o con elementos de sombra externos.	135
Tabla Anexo 12. Factores de almacenamiento sobre carga térmica, aportaciones solares.	136
Tabla Anexo 13. Diferencia equivalente de Temp., muros soleados o en sombra	137
Tabla Anexo 14. Diferencia equivalente de Temp., techo soleado o en sombra.	138
Tabla Anexo 15. Condiciones de proyecto recomendadas.	139
Tabla Anexo 16. Correcciones de diferencias equivalentes de Temp. (°C).	140
Tabla Anexo 17. Carta Psicrométrica en el S.I.	141
Tabla Anexo 18. Máxima Ocupabilidad en Centros de Salud.	142
Tabla Anexo 19. Límite de Presión para Clases de Ventiladores.	142
Tabla Anexo 20. Filtro HEPA - Astrovent.	143
Tabla Anexo 21. Caída de Presión - HEPA.	144
Tabla Anexo 22. Filtro Tipo Bolsa - VentFilter.	145
Tabla Anexo 23. Filtro Bolsa y Caída de presión.	146
Tabla Anexo 24. Curvas de caída de presión de Filtros Bolsa.	147
Tabla Anexo 25. Filtro Corrugado - VentFilter.	148
Tabla Anexo 26. Filtro Sintético - VentFilter.	149

Tabla Anexo 1. Ganancias debido a los ocupantes.

TABLA 1 - GANANCIAS DEBIDAS A LOS OCUPANTES

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabolismo hombre adulto (W)	Metabolismo medio (W)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)											
				28			27			26			24		
				W			W			W			W		
				Sensibles	Latentes		Sensibles	Latentes		Sensibles	Latentes		Sensibles	Latentes	
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	114	102	51	51		57	45		61	41		67	35	
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	131	116	52	64		56	60		63	53		70	46	
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	139													
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	161	131	52	79		58	73		63	68		71	60	
Sentado, de pie	Farmacia	161	146	52	94		58	88		64	82		74	72	
De pie, marcha lenta	Banco	161													
Sentado	Restaurante	146	161	56	106		64	97		71	90		82	79	
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	234	219	56	164		64	155		72	147		86	133	
Baile o danza	Sala de baile	263	248	64	184		72	176		80	168		95	153	
Marcha, 5 km/h	Fábrica, trabajo bastante penoso	292	292	79	213		88	204		96	196		111	181	
Trabajo penoso	Pista de bowling Fábrica	438	423	131	292		136	288		142	282		153	270	

Carrier (2009) "Manual de Aire Acondicionado, ediciones técnicas Marcombo, España".

Tabla Anexo 2. Valores usuales de los factores de bypass.

**Tabla 3 - VALORES USUALES DE LOS FACTORES DE BYPASS
(de las baterías con aletas)**

Profundidad de la batería (filas)	Sin pulverización aletas por pulgada		Con pulverización* aletas por pulgada	
	8	14	8	14
	Velocidad (m/seg.)			
	1,5 - 3,5	1,5 - 3,5	1,5 - 3,5	1,5 - 3,5
2	0,42-0,55	0,22-0,38		
3	0,27-0,40	0,10-0,23		
4	0,19-0,30	0,05-0,14	0,12-0,22	0,03-0,10
5	0,12-0,23	0,02-0,09	0,08-0,14	0,01-0,08
6	0,08-0,18	0,01-0,06	0,06-0,11	0,01-0,05
8	0,03-0,08		0,02-0,05	

Carrier (2009) "Manual de Aire Acondicionado, ediciones técnicas Marcombo, España."

Tabla Anexo 3. Valores usuales de factores de bypass para diferentes aplicaciones.

**Tabla 4 - VALORES USUALES DE LOS FACTORES DE BYPASS
(para diferentes aplicaciones)**

Factor de bypass	Tipo de la aplicación	Ejemplo
0,30 a 0,50	Balance térmico pequeño o medio con pequeño SHF (ganancias latentes grandes)	Apartamentos
0,20 a 0,30	Acondicionamiento de confort clásico, balance térmico relativamente pequeño, o algo mayor pero con pequeño SHF	Tiendas pequeñas Fábrica
0,10 a 0,20	Acondicionamiento de confort clásico	Tiendas grandes Banco, fábrica
0,05 a 0,10	Ganancias sensibles grandes o caudal de aire exterior grande	Tienda grande Restaurante, fábrica
0 a 0,10	Funcionamiento con aire fresco total	Hospital, quirófano, fábrica

Carrier (2009) "Manual de Aire Acondicionado, ediciones técnicas Marcombo, España."

Tabla Anexo 4. Resistencia térmica R-materiales de construcción 01.

TABLA 1.3 RESISTENCIA TERMICA R-MATERIALES DE CONSTRUCCION Y DE AISLAMIENTO (Cont.) ($^{\circ}\text{C.m}^2.\text{h}/\text{cal}$)

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m³)	RESISTENCIA R	
				Por m de espesor	Por el espesor considerado - « 10 ⁻³
MATERIALES AISLANTES					
COLCHÓN O ALMOHADILLADO	Fibra de algodón		13 - 32	31,0	
	Lana mineral fibrosa (de roca, escorias o vidrio)		24 - 64	29,8	
	Fibra de madera		53 - 58	32,2	
	Fibra de madera con varias capas unidas con grapas y expandidas		24 - 32	29,8	
PANELES Y LOSAS	Fibra de vidrio		152	32,2	
	Fibra de madera o de caña				
	Losas acústicas		358	19,5	
	Revestimiento interior (losas, entramado, pavimento)		240	23,0	
	Subtejado				
	Impregnado o enlucido		320	21,2	
	Espuma de vidrio		144	20,1	
	Panel de corcho (sin aglomerante)		104 - 128	29,8	
	Sedas de cerdo (aglutinante de asfalto)		134	24,2	
	Espuma de plástico		26	27,8	
Virutas de madera (en paneles prefabricados)		352	14,7		
MATERIALES DE RELLENO	Papel macerado o pulpa		40 - 56	28,8	
	Fibra de madera (secuoya o pino)		32 - 56	26,8	
	Lana mineral (roca, escorias o vidrio)		32 - 80	26,8	
	Serrín o virutas de madera		128 - 240	17,9	
	Vermiculita expandida		112	14,8	
AISLAMIENTO PARA TECHUMBRES	Todos los tipos		250	22,8	
	Prefabricado para utilización en subtejado				
AIRE					
LÁMINA DE AIRE	Posición horizontal	Flujo de calor ascendente (invierno)	20 - 100		174
	»	» (verano)	20 - 100		160
	»	descendente (invierno)	20		209
	»	»	40		234
	»	»	100		252
	»	»	200		254
	»	(verano)	20		174
	»	»	40		191
	»	»	100		203
	Inclinación de 45°	ascendente (invierno)	20 - 100		185
	»	descendente (verano)	20 - 100		183
	vertical	horizontal (invierno)	20 - 100		199
	»	(verano)	20 - 100		176
	CONVECCIÓN	Posición horizontal	Flujo de calor ascendente	—	—
Inclinación 45°		»	—	—	127
Aire quieto		horizontal	—	—	148
Inclinación 45°		descendente	—	—	158
horizontal		»	—	—	190
Viento de 20 km/h		Todas las posiciones (invierno). Todas las direcciones			39
Viento de 12 km/h		Todas las posiciones (verano). Todas las direcciones			32

* Incluidas las capas eventuales de papel sobre una o dos caras. Si el aislamiento delimita una lámina de aire véase tabla

Herencia D. (1995) "Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado, CIME-CDL-CIP, WH Editores, Lima - Perú."

Tabla Anexo 5. Resistencia térmica R-materiales de construcción 02.

TABLA 1.3 RESISTENCIA TERMICA R-MATERIALES DE CONSTRUCCION Y DE AISLAMIENTO ($^{\circ}\text{C.m}^2.\text{h/cal}$)

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m³)	RESISTENCIA R	
				Por m de espesor	Por el espesor considerado - $\times 10^{-4}$
MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN					
PANELES O PLACAS	Fibrocemento		1920	2,0	
	Yeso o cemento		800	7,3	
	Contraplacado		544	10,2	
	Madera		416	19,2	
	Fibra de madera. Homogéneas o en chapas		496	16,1	
	Fibra de madera comprimida		1040	5,8	
	Madera. Pino o abeto		512	10,0	
PAPEL DE CONSTRUCCIÓN	Filtro permeable		-	-	12
	Filtro impermeable		-	-	24
	Entucado plástico		-	-	Despreciable
MADERA	Arce, encina o especies duras		720	7,3	
	Pino, arce o especies blandas		512	10,1	
ELEMENTOS DE ALBAÑILERIA	Ladrillo ordinario		1920	16,4	
	Ladrillo de paramento		2080	9,0	
	Ladrillo hueco :				
	1 alvéolo	75	960	-	164
	1 alvéolo	100	768	-	228
	2 alvéolos	150	800	-	312
	2 alvéolos	200	720	-	379
	2 alvéolos	250	672	-	453
	3 alvéolos	300	640	-	520
	Aglomerados huecos. 3 Alvéolos ovales. Arena y grava.	75	1816	-	82
		100	1184	-	142
		150	1024	-	186
		200	1024	-	227
		300	1008	-	262
	Hormigón de escorias	75	1800	-	176
		100	960	-	227
		150	864	-	306
		200	894	-	353
		300	848	-	383
	Hormigón ligero (Puzolana, ponce, etc.)	75	960	-	260
		100	832	-	300
		200	768	-	410
		300	688	-	415
	Baldosas de yeso				
	Mecizas	75	720	-	259
	4 alvéolos	75	560	-	277
	3 alvéolos	100	608	-	334
		Piedra calcárea o silíceas		2400	0,64

Herencia D. (1995) "Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado, CIME-CDL-CIP, WH Editores, Lima - Perú."

Tabla Anexo 6. Resistencia térmica R-materiales de construcción 03.

TABLA 1.3 RESISTENCIA TERMICA R-MATERIALES DE CONSTRUCCION Y DE AISLAMIENTO (Cont.) (°C.m².h/kcal)						
MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m³)	RESISTENCIA R		
				Por m de espesor	Por el espesor considerado - x 10 ⁻¹	
MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN						
HORMIGÓN	Mortero de cemento		1856	1,6		
	Tarugos de madera 12,5 % aglomerados con yeso, 87,5 %		816	4,8		
	Hormigones ligeros		1900	1,5		
	Ponca, puzolana		1600	2,2		
	Celulares		1280	3,2		
	Vermiculita, perlita		960	4,7		
			640	6,8		
			480	8,9		
			320	11,5		
		Hormigón de arena y grava o piedra (secado al horno)		2240	0,90	
	Hormigón de arena y grava o piedra (no secado)		2240	0,65		
	Escayola		1856	1,6		
ENLUCIDOS	Cemento		1856	1,6		
	Yeso :					
	ligero		720	5,2		
	ligero sobre entramado metálico		720	5,2		
	perlita		720	5,4		
	arena		1680	1,4		
	arena sobre entramado metálico		1680	1,4		
	arena sobre entramado de madera		1680		82	
	vermiculita		720	4,7		
	MATERIALES PARA TECHUMBRES	Placas de fibrocemento		1920		43
Asfalto			1120		30	
Baldosas de asfalto			1120		90	
Revestimiento de terraza o azotes			1120	7,2		
Tejas planas			3216		10	
Metal en chapa				Despreciable		
Madera en planchas			640		193	
MATERIALES DE REVESTIMIENTO (superficies planas)		Madera espesor sencillo				178
	Madera espesor doble				244	
	Madera sobre panel aislante 10 mm				287	
	Fibrocemento 6 mm, con recubrimiento				43	
	Enlucido de asfalto				30	
	Baldosa de asfalto 12 mm				298	
	Planchas 25 x 200				112	
	Planchas biseladas, con recubrimiento 13 x 200				166	
	Planchas biseladas, con recubrimiento 20 x 250				215	
	Contraplacado con recubrimiento 10 mm				121	
	Vidrio de catedral				20	
	REVESTIMIENTO DEL SUELO	Losas de asfalto		1920	2,6	
		Alfombra y almohadillado de caucho				426
		Baldosas cerámicas				252
		Baldosas de corcho			0,65	
Fieltro			400	17,9		
Adobes					12,3	
Linóleo				3,2		
Soporte de contraplacado			1280	5,2		
Baldosas de caucho o plástico			544	10,7		
			1760	1,3		
Terrazolita			2240	0,65		
Soporte de madera			512	10,3		
Parquet de madera dura			720	7,4		

Herencia D. (1995) "Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado, CIME-CDL-CIP, WH Editores, Lima - Perú."

Tabla Anexo 7. Suplementos a la pérdida de calor.

TABLA N° 1.4 - SUPLEMENTOS A LA PERDIDA DE CALOR										
Valor - D	Clase de Servicio	0.10-0.29	0.30-0.69	0.70-1.49	1.5					
Suplemento x_d en % con servicio reducido	I	7	7	7	7					
Interrupción de 9 a 12 horas.....	II	20	15	15	15					
Interrupción de 12 a 16 horas.....	III	30	25	20	15					
Orientación.....		N	NO	O	SO	S	SE	E	NE	
Suplemento x_H en %.....		-5	-5	0	+5	+5	+5	0	-5	

Herencia D. (1995) "Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado, CIME-CDL-CIP, WH Editores, Lima - Perú."

Tabla Anexo 8. Máximas aportaciones solares a cristal sencillo.

TABLA 1.7 MAXIMAS APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE CRISTAL SENCILLO kcal/(hora)(m²)

LATITUD NORTE	MES	ORIENTACIÓN (LATITUD NORTE)									MES	LATITUD SUR
		N**	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.		
0°	Junio	160	423	398	113	38	113	398	423	612	Diciembre	0°
	Julio y Mayo	130	414	412	141	38	141	412	414	631	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	67	382	442	214	38	214	442	382	664	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	320	452	320	38	320	452	320	678	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	214	442	382	92	382	442	214	664	Agosto y Abril	
	Nov. y Enero	27	141	412	414	181	414	412	141	631	Julio y Mayo	
	Diciembre	27	113	398	423	222	423	398	113	612	Junio	
10°	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	659	Diciembre	10°
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	669	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	279	444	344	75	344	444	279	669	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	179	420	404	198	404	420	179	623	Agosto y Abril	
	Nov. y Enero	24	100	387	436	287	273	387	100	569	Julio y Mayo	
	Diciembre	24	75	371	442	324	442	371	75	547	Junio	
20°	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre	20°
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	669	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	235	442	379	176	379	442	235	631	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	24	141	398	433	301	433	398	141	564	Agosto y Abril	
	Nov. y Enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488	Julio y Mayo	
	Diciembre	21	48	328	452	404	452	328	48	461	Junio	
30°	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre	30°
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	667	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	292	637	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	244	428	412	284	412	428	244	574	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485	Agosto y Abril	
	Nov. y Enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393	Julio y Mayo	
	Diciembre	16	32	284	439	442	439	284	32	355	Junio	
40°	Junio	46	360	439	301	146	301	439	360	642	Diciembre	40°
	Julio y Mayo	40	344	444	339	187	339	444	344	631	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	276	439	395	276	395	439	276	580	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	19	94	330	442	439	442	330	94	349	Agosto y Abril	
	Nov. y Enero	13	32	271	423	450	423	271	32	279	Julio y Mayo	
	Diciembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230	Junio	
50°	Junio	43	341	444	366	252	366	444	341	596	Diciembre	50°
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	254	428	425	374	425	428	254	501	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	21	157	374	442	428	442	374	157	401	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	13	78	284	425	452	425	284	78	254	Agosto y Abril	
	Nov. y Enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143	Julio y Mayo	
	Diciembre	8	19	127	314	382	314	127	19	108	Junio	
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horiz.		
ORIENTACIÓN (LATITUD SUR)												
Coefficiente de corrección	Marco metálico o ningún marco × 1/0,85 ó 1,17	Limpidez - 15 % máx.		Altitud + 0,7 % por 300 m		Punto de rocío superior a 19,5° C - 5 % por 4° C		Punto de rocío inferior a 19,5° C + 5 % por 14° C		Latitud Sur Dic. o Enero + 7 %		

* Valores extraídos de la Tabla 15.

** Las aportaciones para los cristales orientados al norte (Latitud Norte) o al sur (Latitud Sur) se constituyen principalmente de radiación difundida, la cual es sensiblemente constante durante todo el día. Los valores indicados son promedios tomados sobre 12 horas (de 6 a 18 horas). Los factores de almacenamiento en las Tablas 7 hasta 11 suponen que las aportaciones solares sobre orientaciones Norte (o Sur) son constantes, y se emplean en consecuencia los mismos factores que para el valor luminoso.

Herencia D. (1995) "Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado, CIME-CDL-CIP, WH Editores, Lima - Perú".

Tabla Anexo 9. Factores totales de ganancia solar a través del vidrio.

TABLA 1.8 FACTORES TOTALES DE GANANCIA SOLAR A TRAVES DEL VIDRIO
(coeficientes globales de insolación con o sin dispositivo de sombra o pantalla)
Aplicar estos coeficientes a los valores de las tablas 6 y 15
Velocidad del viento 8 km/h. Angulo de incidencia 30°.
Con máxima sombra de persiana

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES *			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES		PERSIANA EXTERIOR		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire arriba y lateralmente *****	
		Listones horizontales o verti- cales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			Listones horizontales inclinados 45°		Listones inclinados 17° (horizontales) **		Color claro	Color medio u oscuro
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro Interior oscuro	Color me- dio ****	Color os- curo ***		
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRIO ABSORBENTE*****										
Coefficiente de absorción 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Coefficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coefficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
Vidrios de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Vidrio interior de 6 mm										
Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRIO TRIPLE										
Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0,28									
Color medio	0,39									
Color oscuro	0,50									
VIDRIO DE COLOR *****										
Ámbar	0,70									
Rojo oscuro	0,56									
Azul	0,60									
Gris	0,32									
Gris-verde	0,46									
Opalescente claro	0,43									
Opalescente oscuro	0,37									

Herencia D. (1995) "Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado, CIME-CDL-CIP, WH Editores, Lima - Perú."

Tabla Anexo 10. Factores de almacenamiento sobre carga térmica, aportaciones solares a través del vidrio.

TABLA 1.9 FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TERMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO																											
Con elementos de sombra interiores																											
Funcionamiento de 24 horas diarias, Temperatura interior constante																											
ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO/... (kg por m' de superf de suelo)	HORA SOLAR																									ORIENTACIÓN (Latitud Sur)
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA					
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5		
NE	750 y más	0,47	0,58	0,54	0,42	0,27	0,21	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03	SE	
	500	0,48	0,60	0,57	0,46	0,30	0,24	0,20	0,19	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02		
	150	0,55	0,76	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0		
E	750 y más	0,39	0,56	0,62	0,59	0,49	0,33	0,23	0,21	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	E	
	500	0,40	0,58	0,65	0,63	0,52	0,35	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02		
	150	0,46	0,70	0,80	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	0		
SE	750 y más	0,04	0,28	0,47	0,59	0,64	0,62	0,53	0,41	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	NE	
	500	0,03	0,28	0,47	0,61	0,67	0,65	0,57	0,44	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03		
	150	0	0,30	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0		
S	750 y más	0,06	0,06	0,23	0,38	0,51	0,60	0,66	0,67	0,64	0,59	0,42	0,24	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	N	
	500	0,04	0,04	0,22	0,38	0,52	0,63	0,70	0,71	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05		
	150	0,10	0,21	0,43	0,63	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,30	0,24	0,16	0,11	0,08	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0		
SO	750 y más	0,08	0,08	0,09	0,10	0,11	0,24	0,39	0,53	0,63	0,66	0,61	0,47	0,23	0,19	0,18	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	NO	
	500	0,07	0,08	0,08	0,08	0,10	0,24	0,40	0,55	0,66	0,70	0,64	0,50	0,26	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05		
	150	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,23	0,47	0,67	0,81	0,86	0,79	0,60	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0		
O	750 y más	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,18	0,36	0,52	0,63	0,65	0,55	0,22	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	O	
	500	0,07	0,08	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,18	0,36	0,54	0,66	0,68	0,60	0,25	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05		
	150	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,08	0,08	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85	0,74	0,30	0,19	0,13	0,09	0,06	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0		
NO	750 y más	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,33	0,49	0,61	0,60	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	SO	
	500	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,34	0,52	0,65	0,64	0,23	0,18	0,15	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05		
	150	0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80	0,79	0,28	0,18	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	0		
N y sombra	750 y más	0,08	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	S y sombra	
	500	0,06	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,91	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08		
	150	0	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01		

Herencia D. (1995) "Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado, CIME-CDL-CIP, WH Editores, Lima - Perú."

Tabla Anexo 11. Factores de almacenamiento con vidrio descubierto o con elementos de sombra externos.

TABLA 1.10 FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TERMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO																											
Con vidrio descubierta o con elementos de sombra externos* Funcionamiento de 24 horas diarias, Temperatura interior constante**																											
ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO(***) (kg por m ² de superficie de suelo)	HORA SOLAR																								ORIEN- TACION (Latitud Sur)	
		MAÑANA												TARDE													
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5		
NE	750 y más	0,17	0,27	0,33	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06	SE	
	500	0,19	0,31	0,38	0,39	0,36	0,34	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,17	0,16	0,14	0,12	0,10	0,07	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03		
	150	0,31	0,56	0,65	0,61	0,46	0,33	0,26	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0	0		
E	750 y más	0,16	0,26	0,34	0,39	0,40	0,38	0,34	0,30	0,28	0,26	0,23	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	E	
	500	0,16	0,29	0,40	0,46	0,46	0,42	0,36	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,15	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06	0,05	0,04		
	150	0,27	0,50	0,67	0,73	0,68	0,53	0,38	0,27	0,22	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0	0	0,01		
SE	750 y más	0,08	0,14	0,22	0,31	0,38	0,43	0,44	0,43	0,39	0,35	0,32	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	NE	
	500	0,05	0,12	0,23	0,35	0,44	0,49	0,51	0,47	0,41	0,36	0,31	0,27	0,24	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06		
	150	0	0,18	0,40	0,59	0,72	0,77	0,72	0,60	0,44	0,32	0,23	0,18	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0		
S	750 y más	0,10	0,10	0,13	0,20	0,28	0,35	0,42	0,48	0,51	0,51	0,48	0,42	0,37	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12	N	
	500	0,07	0,06	0,12	0,20	0,30	0,39	0,48	0,54	0,58	0,57	0,53	0,45	0,37	0,31	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,08		
	150	0	0	0,12	0,29	0,48	0,64	0,75	0,82	0,81	0,75	0,61	0,42	0,28	0,19	0,13	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0		
SO	750 y más	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,14	0,21	0,29	0,36	0,43	0,47	0,46	0,40	0,34	0,30	0,27	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	NO	
	500	0,09	0,09	0,08	0,09	0,09	0,14	0,22	0,31	0,42	0,50	0,53	0,51	0,44	0,35	0,29	0,26	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,09		
	150	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,12	0,34	0,53	0,68	0,78	0,78	0,68	0,46	0,29	0,20	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01		
O	750 y más	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,13	0,19	0,27	0,36	0,42	0,44	0,38	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,18	0,16	0,15	0,13	0,12	O
	500	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,10	0,12	0,19	0,30	0,40	0,48	0,51	0,42	0,35	0,30	0,25	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,09		
	150	0,02	0,03	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,14	0,29	0,49	0,67	0,76	0,75	0,53	0,33	0,22	0,15	0,11	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01		
NO	750 y más	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,12	0,17	0,25	0,34	0,39	0,34	0,29	0,26	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	SO
	500	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,11	0,19	0,29	0,40	0,46	0,40	0,32	0,26	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,08	
	150	0,02	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,10	0,13	0,27	0,48	0,65	0,73	0,49	0,31	0,21	0,16	0,10	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01		
N y sombra	750 y más	0,16	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,17	S	
	500	0,11	0,33	0,44	0,51	0,57	0,62	0,66	0,70	0,74	0,76	0,79	0,80	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,29	0,27	0,23	0,21	0,18	0,16	0,13		
	150	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,98	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01		

Herencia D. (1995) "Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado, CIME-CDL-CIP, WH Editores, Lima - Perú."

Tabla Anexo 12. Factores de almacenamiento sobre carga térmica, aportaciones solares.

TABLA 1.13 FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TERMICA, APORTACIONES SOLARES Funcionamiento de 12 horas diarias, Temperatura interior constante**																										
ORIEN- TACION (Letitud Norte)	PESO (kg por m² de superf. de suelo)	CON PANTALLA INTERIOR *												SIN O CON PANTALLA EXTERIOR **												ORIEN- TACION (Latitud Norte)
		HORA SOLAR																								
		MAÑANA												TARDE												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
NE	750 y más 500 150	0,59 0,59 0,62	0,67 0,68 0,60	0,62 0,52 0,75	0,49 0,35 0,60	0,33 0,29 0,37	0,27 0,24 0,25	0,25 0,23 0,19	0,24 0,23 0,17	0,23 0,20 0,15	0,21 0,19 0,13	0,20 0,17 0,12	0,17 0,15 0,11	0,34 0,35 0,40	0,42 0,45 0,62	0,47 0,50 0,69	0,45 0,49 0,64	0,42 0,45 0,48	0,39 0,42 0,34	0,36 0,30 0,27	0,33 0,27 0,18	0,30 0,26 0,16	0,29 0,26 0,14	0,26 0,23 0,12		
E	750 y más 500 150	0,51 0,52 0,53	0,66 0,67 0,74	0,71 0,73 0,82	0,67 0,58 0,81	0,57 0,48 0,65	0,40 0,29 0,43	0,29 0,26 0,35	0,26 0,24 0,19	0,25 0,21 0,16	0,23 0,21 0,14	0,21 0,19 0,11	0,19 0,16 0,09	0,36 0,34 0,36	0,44 0,44 0,56	0,50 0,58 0,71	0,53 0,57 0,76	0,53 0,51 0,70	0,50 0,44 0,34	0,44 0,39 0,28	0,36 0,34 0,23	0,30 0,31 0,18	0,29 0,28 0,15	0,28 0,24 0,12		
SE	750 y más 500 150	0,20 0,18 0,09	0,42 0,40 0,35	0,59 0,57 0,61	0,70 0,75 0,78	0,70 0,75 0,86	0,74 0,72 0,86	0,71 0,63 0,82	0,61 0,49 0,69	0,48 0,34 0,50	0,33 0,28 0,30	0,30 0,25 0,20	0,26 0,21 0,17	0,24 0,21 0,13	0,34 0,37 0,14	0,37 0,41 0,27	0,43 0,45 0,47	0,50 0,51 0,64	0,54 0,58 0,75	0,58 0,61 0,79	0,57 0,56 0,73	0,55 0,49 0,61	0,50 0,44 0,45	0,45 0,37 0,32	0,41 0,33 0,23	
S	750 y más 500 150	0,26 0,26 0,21	0,25 0,22 0,29	0,40 0,38 0,48	0,53 0,51 0,67	0,64 0,64 0,79	0,72 0,73 0,88	0,77 0,79 0,89	0,77 0,79 0,83	0,73 0,77 0,56	0,67 0,63 0,50	0,49 0,51 0,24	0,31 0,31 0,16	0,47 0,44 0,28	0,43 0,37 0,19	0,42 0,39 0,25	0,42 0,43 0,38	0,46 0,50 0,54	0,51 0,57 0,68	0,56 0,64 0,78	0,61 0,68 0,84	0,65 0,70 0,82	0,66 0,68 0,76	0,65 0,63 0,61	0,54 0,53 0,42	
SO	750 y más 500 150	0,31 0,33 0,29	0,27 0,28 0,21	0,27 0,25 0,18	0,26 0,23 0,15	0,25 0,23 0,15	0,27 0,35 0,27	0,50 0,50 0,50	0,63 0,64 0,69	0,72 0,74 0,82	0,74 0,77 0,87	0,69 0,70 0,79	0,54 0,55 0,60	0,51 0,53 0,48	0,44 0,44 0,48	0,40 0,37 0,25	0,37 0,35 0,20	0,34 0,31 0,17	0,36 0,33 0,19	0,41 0,39 0,39	0,47 0,46 0,56	0,54 0,55 0,64	0,57 0,62 0,80	0,60 0,64 0,79	0,58 0,60 0,69	
O	750 y más 500 150	0,63 0,67 0,77	0,31 0,33 0,34	0,28 0,28 0,25	0,27 0,26 0,25	0,25 0,24 0,17	0,24 0,22 0,14	0,27 0,20 0,13	0,29 0,28 0,22	0,46 0,44 0,44	0,61 0,61 0,67	0,71 0,72 0,82	0,56 0,73 0,85	0,49 0,60 0,77	0,44 0,52 0,56	0,44 0,44 0,38	0,39 0,39 0,28	0,36 0,34 0,22	0,33 0,31 0,18	0,31 0,29 0,16	0,35 0,28 0,19	0,42 0,33 0,33	0,49 0,43 0,33	0,54 0,51 0,69	0,54 0,57 0,77	
NO	750 y más 500 150	0,68 0,71 0,82	0,28 0,27 0,33	0,27 0,27 0,25	0,25 0,24 0,20	0,23 0,22 0,18	0,22 0,21 0,15	0,20 0,19 0,14	0,19 0,24 0,13	0,24 0,40 0,19	0,41 0,58 0,41	0,56 0,70 0,64	0,67 0,58 0,80	0,49 0,54 0,75	0,44 0,54 0,53	0,39 0,41 0,36	0,36 0,31 0,28	0,33 0,31 0,24	0,30 0,28 0,19	0,28 0,25 0,17	0,26 0,23 0,15	0,26 0,24 0,17	0,30 0,30 0,30	0,37 0,39 0,50	0,44 0,48 0,66	
N y sombra	750 y más 500 150	0,96 0,98 0,98	0,96 0,98 0,98	0,96 0,98 0,98	0,96 0,98 0,98	0,96 0,98 0,98	0,96 0,98 0,98	0,96 0,98 0,98	0,96 0,98 0,98	0,96 0,98 0,98	0,96 0,98 0,98	0,96 0,98 0,98	0,96 0,98 0,98	0,75 0,81 0,84	0,75 0,84 0,86	0,79 0,89 0,91	0,83 0,93 0,93	0,84 0,93 0,93	0,86 0,94 0,94	0,88 0,94 0,94	0,88 0,94 0,94	0,91 0,95 0,95	0,92 0,95 0,95	0,93 0,95 0,95	S y sombra	

Ecuación : Carga de

refrigeración kcal/h = [Máxima aportación solar kcal/h.m² (Tabla 1.7

× [superficie acristalada, m²]

× [factor de sombra, factor de atmósfera, etc. (Cap. 1.8

× [factor de almacenamiento (Tabla 7 a la hora deseada)].

* Elemento de sombra interior es cualquier tipo de pantalla situada detrás de la superficie acristalada.

** Vidrio descubierto : Cualquier ventana sin elementos de sombra interiores. Ventanas con elementos de sombra exteriores o sombreadas por salientes se consideran como vidrio descubierto.

*** Estos factores se aplican cuando se mantiene una TEMPERATURA CONSTANTE en el interior del edificio durante el periodo de funcionamiento del equipo. Cuando se permite una variación de temperatura, resulta un almacenamiento adicional durante periodos de máxima carga. Véase la Tabla 13 para los factores de almacenamiento aplicables.

**** Peso por m² de superficie de suelo.

Local con uno o dos muros exteriores = $\frac{(\text{Peso de muros exteriores, kg}) + 1/2 (\text{Peso de tabiques, suelo y techo, kg})}{\text{superficie del suelo del local, m}^2}$

Local interior (sin muros exteriores) = $\frac{1/2 (\text{peso de tabiques, suelo y techo, kg})}{\text{superficie del suelo del local, m}^2}$

Local en sótano (piso sobre suelo) = $\frac{(\text{Peso del suelo, kg}) + (\text{Peso de muros exteriores, kg}) + 1/2 (\text{peso de tabiques y techo, kg})}{\text{superficie del suelo del local, m}^2}$

Edificio o zona entera = $\frac{\text{Peso de muros exteriores, tabiques, pisos, estructura y soportes, kg}}{\text{superficie de suelo con acondicionamiento de aire, m}^2}$

Si el suelo está recubierto de una alfombra : El peso del suelo debe multiplicarse por 0,50 a fin de compensar el efecto aislante de la alfombra. Los pesos por m² de los tipos de construcción más usuales se encuentran en las Tablas 21 hasta 33

Herencia D. (1995) "Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado, CIME-CDL-CIP, WH Editores, Lima - Perú."

Tabla Anexo 13. Diferencia equivalente de Temp., muros soleados o en sombra

TABLA 1.14 DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA																													
Muros soleados o en sombra*																													
Valedero para muros de color oscuro. 35 °C de temperatura exterior. 27 °C de temperatura interior. 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h. mes de Julio y 40° de latitud Norte**																													
ORIENTACIÓN	PESO DEL MURO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																											
		MAÑANA												TARDE												MAÑANA			
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5				
NE	100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,4	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1				
	300	-0,5	-1,1	-1,7	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5				
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	6,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	2,8				
	700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	3,9				
E	100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	10,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7				
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,7	0,5	0,5	0				
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	11,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,9	3,9	3,3				
	700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	7,2	7,2	6,7	6,7	6,7				
SE	100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1				
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1				
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	3,9	3,9				
	700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,9	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7	6,1	6,1	5,5	5,5	5,0				
S	100	-0,5	-1,1	-2,2	3,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	2,2	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5				
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,3	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5				
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8				
	700	3,9	3,3	2,2	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2				
SO	100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	23,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	-0,5				
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,8	2,2	2,2	1,7	1,7				
	500	3,9	2,8	2,2	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4				
	700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	11,1	7,2	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4				
O	100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25,0	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	-0,5	-0,5				
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	23,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1				
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4				
	700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,5	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2	11,1	10,0	8,9	8,3	7,2				
NO	100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1				
	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3	2,2	1,7	0,5	0	-0,5				
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4	3,9	3,9	3,3	3,3	2,8				
	700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,0	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0				
N (en la sombra)	100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1				
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1				
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5				
	700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,2	1,7	1,1	1,1	0,5				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5				
		MAÑANA												TARDE												MAÑANA			

Ecuación: Ganancias por transmisión a través de los muros (kcal/h) = Área (m²) × (Diferencia equivalente de temperatura) × (Coeficiente de transmisión global, tablas 21 a 25).

* Válido tanto si el muro tiene o no aislamiento.

** Para condiciones diferentes, aplicar las correcciones indicadas en el texto

*** El peso por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 21 a 25.
Para pesos por m² inferiores a 100 kg/m² tomar los valores correspondientes a 100 kg/m².

Herencia D. (1995) "Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado, CIME-CDL-CIP, WH Editores, Lima - Perú."

Tabla Anexo 14. Diferencia equivalente de Temp., techo soleado o en sombra.

**TABLA 1.15 DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)
TECHO SOLEADO O EN SOMBRA***

Valedero para techos de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h., mes de Julio y 40° de latitud Norte**

CONDICIONES	PESO DEL TECHO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																											
		MAÑANA												TARDE															
		MAÑANA												TARDE															
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5				
Soleado	50	-2,2	-3,3	-2,9	-2,8	-0,5	3,9	0,3	13,3	17,8	21,1	22,9	25,6	25,0	22,8	19,4	13,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-0,5	-1,7				
	100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5,0	0,9	12,0	16,7	20,0	22,9	23,9	22,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1				
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	0,9	12,0	15,4	18,3	21,1	22,2	23,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5,0	3,3				
	300	5,0	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	0,9	12,2	15,0	17,2	21,1	21,2	21,1	20,0	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10,0	8,9	7,2	6,1	4,1				
	400	7,2	6,7	4,1	6,1	6,7	7,2	0,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	18,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8				
Cubierto de agua	100	-2,0	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	0,9	10,6	12,2	11,1	10,0	8,9	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8				
	200	-1,7	-1,1	-0,5	0	2,0	5,5	7,2	8,3	8,3	8,3	8,9	8,3	8,3	7,8	6,7	5,5	3,9	2,8	1,7	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7				
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	1,1	2,0	3,9	5,5	6,7	7,8	8,3	8,3	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,7	1,1	0,5	0				
Rociado	100	-2,2	-1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10,0	9,4	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	-1,7				
	200	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,0	5,0	7,2	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	5,0	3,9	2,8	1,7	0,5	0	-0,5	-0,5	-0,5				
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5				
(en la sombra)	100	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5,0	4,7	7,2	7,0	7,2	6,7	5,5	4,4	2,8	1,1	0,5	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8				
	200	-2,8	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	2,0	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8				
	300	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	5,0	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1				
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5					
	MAÑANA												TARDE																
	HORA SOLAR																												

Ecuación: Ganancias por transmisión a través del techo (kcal/h) = Área (m²) × (Diferencia equivalente de temperatura) × (Coeficiente de transmisión global, tablas 27 ó 28).

* Si las bóvedas o buhardillas están ventiladas o si el techo está aislado, tomar el 75 % de los valores precedentes.

** Para techos inclinados, considerar la proyección horizontal de la superficie.

*** Para condiciones diferentes, aplicar las condiciones indicadas en el texto

Los pesos por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 27 ó 28.

Tabla Anexo 15. Condiciones de proyecto recomendadas.

TABLA 1.22 Condiciones de Proyecto recomendadas para Ambiente Interior* - Invierno y Verano

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRÁCTICA COMERCIAL			CON HUMECTACIÓN			SIN HUMECTACIÓN	
	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Variación de temperatura (°C) **	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Variación de *** temperatura (°C)	Temperatura seca (°C)	Variación de temperatura (°C) ***
CONFORT GENERAL Apartamento, Chalet hotel, Oficina, Colegio, Hospital, etc.	23-24	50-45	25-26	50-45	1 a 2	23-24	35-30	- 1,5 a - 2	24-25	- 2
TIENDAS COMERCIALES (Ocupación de corta duración) Bancos, Barbero y peluquería, Grandes almacenes, Supermercados, etc.	24-26	50-45	26-27	50-45	1 a 2	22-23	35-30 ****	- 1,5 a - 2	23-24	- 2
APLICACIONES DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE (Carga latente elevada) Auditorio, Iglesia, Bar, Restaurante, Cocina, etc.	24-26	55-50	26-27	60-50	0,5 a 1	22-23	40-35	- 1 a - 2	23-24	- 2
CONFORT INDUSTRIAL Secciones de montaje, Sales de máquinas, etc.	25-27	55-45	26-29	60-50	2 a 3	20-22	35-30	- 2 a - 3	21-23	- 3

* La temperatura seca de proyecto para el ambiente interior debería ser reducida cuando hay paneles radiantes calientes, adyacentes a los ocupantes, e incrementada cuando aquéllos son fríos, a fin de compensar el incremento o disminución con el calor radiante intercambiado desde el cuerpo. Un panel frío o caliente puede ser: un cristal sin sombras o muros exteriores acristalados (calientes en verano, fríos en invierno), o tabiques delgados con espacios adyacentes calientes o fríos. Un suelo directamente sobre tierra y muros por debajo del nivel del suelo son paneles fríos durante el invierno y con frecuencia también durante el verano. Tanques calientes, hogares y máquinas son paneles calientes.

** La variación de temperatura es por encima de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en verano.

*** La variación de temperatura es por debajo de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en invierno (sin luces, ocupantes o aportaciones solares).

**** La humectación durante el invierno se recomienda para tiendas de confección, para conservar la calidad del género.

Herencia D. (1995) "Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado, CIME-CDL-CIP, WH Editores, Lima - Perú."

Tabla Anexo 16. Correcciones de diferencias equivalentes de Temp. (°C).

**TABLA 1.16 CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES
DE TEMPERATURA (°C)**

Temperatura exterior a las 16 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
+16	-21,2	-21,7	-22,3	-22,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26,0	-26,5	-27,0	-27,4	-27,9	-28,8	-29,3	-29,8
+12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22,0	-22,5	-23,0	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8
+8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18,0	-18,5	-19,0	-19,4	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8
+4	-9,2	-9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14,0	-14,5	-15,0	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8
0	-5,0	-5,5	-6,1	-6,6	-7,1	-7,6	-8,0	-8,5	-8,9	-9,4	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6
+2	-1,1	-1,6	-2,2	-2,7	-3,2	-3,6	-4,1	-4,6	-5,0	-5,5	-5,9	-6,4	-6,9	-7,3	-7,8	-8,6	-9,1	-9,7
+6	0,8	0,3	-0,3	-0,8	-1,3	-1,7	-2,2	-2,7	-3,1	-3,6	-4,0	-4,5	-5,0	-5,4	-5,9	-6,7	-7,2	-7,8
+10	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	-0,7	-1,1	-1,6	-2,0	-2,5	-3,0	-3,4	-3,9	-4,7	-5,2	-5,8
+12	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	-0,3	-0,1	-0,6	-1,1	-1,5	-2,0	-2,8	-3,3	-3,9
+14	6,8	6,3	5,7	5,2	4,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	0,1	-0,7	-1,2	-1,8
+16	8,8	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,3	0,8	0,2
+18	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2
+20	12,8	12,3	11,7	11,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,2
+22	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,2
	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13,0	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10,0	9,4	8,9	8,3

Herencia D. (1995) "Reingeniería y ahorro de energía en la elaboración y operación de proyectos de aire acondicionado, CIME-CDL-CIP, WH Editores, Lima – Perú".

Tabla Anexo 17. Carta Psicrométrica en el S.I.

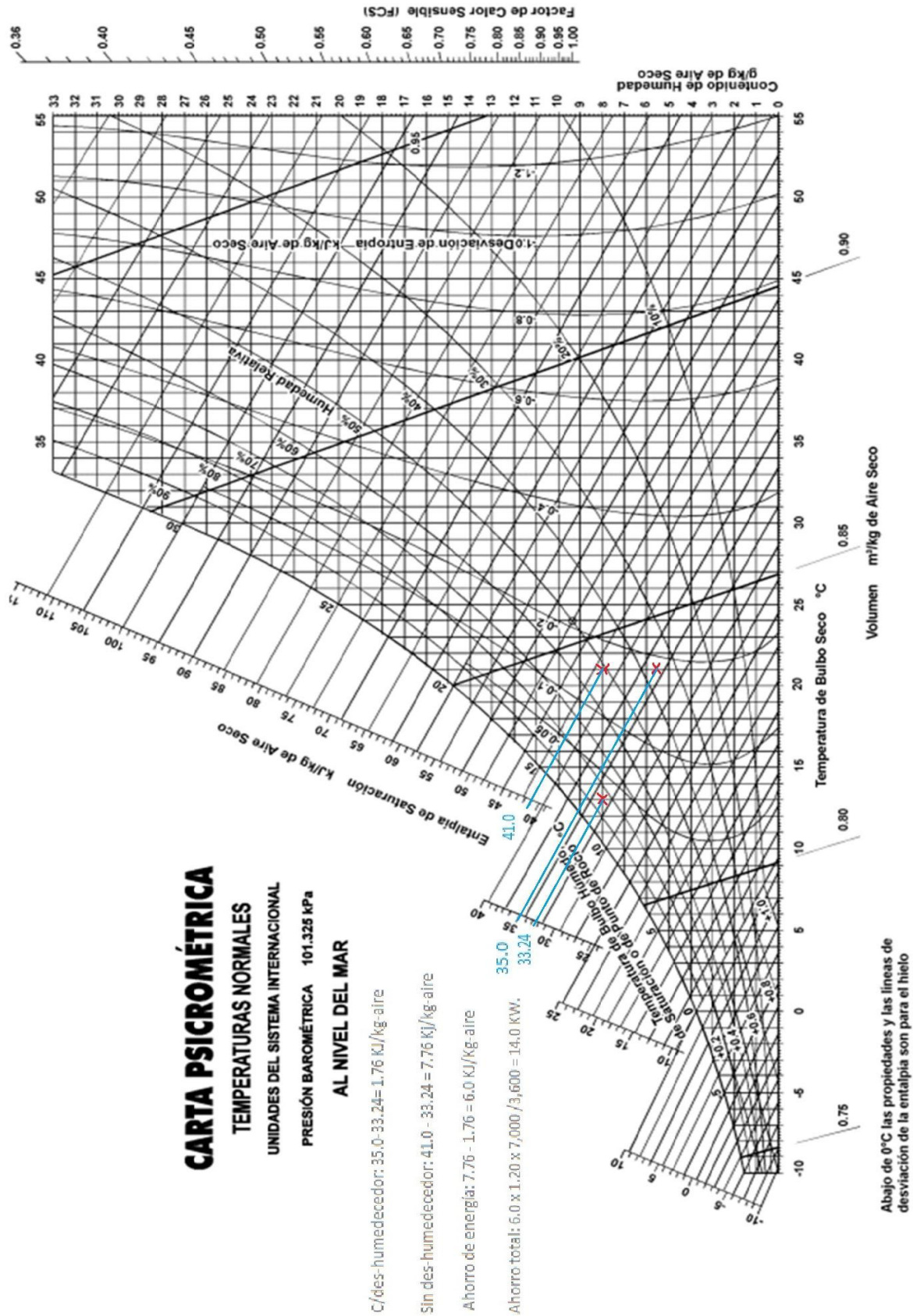


Tabla Anexo 18. Máxima Ocupabilidad en Centros de Salud.

APENDICE NORMATIVO E—

RATAS DE VENTILACION PARA CENTROS DE CUIDADO DE SALUD

TABLA E-1 Requerimientos de aire exterior para ventilación de centros de salud
(Hospitales, enfermerías y hogares de convalecencia)*

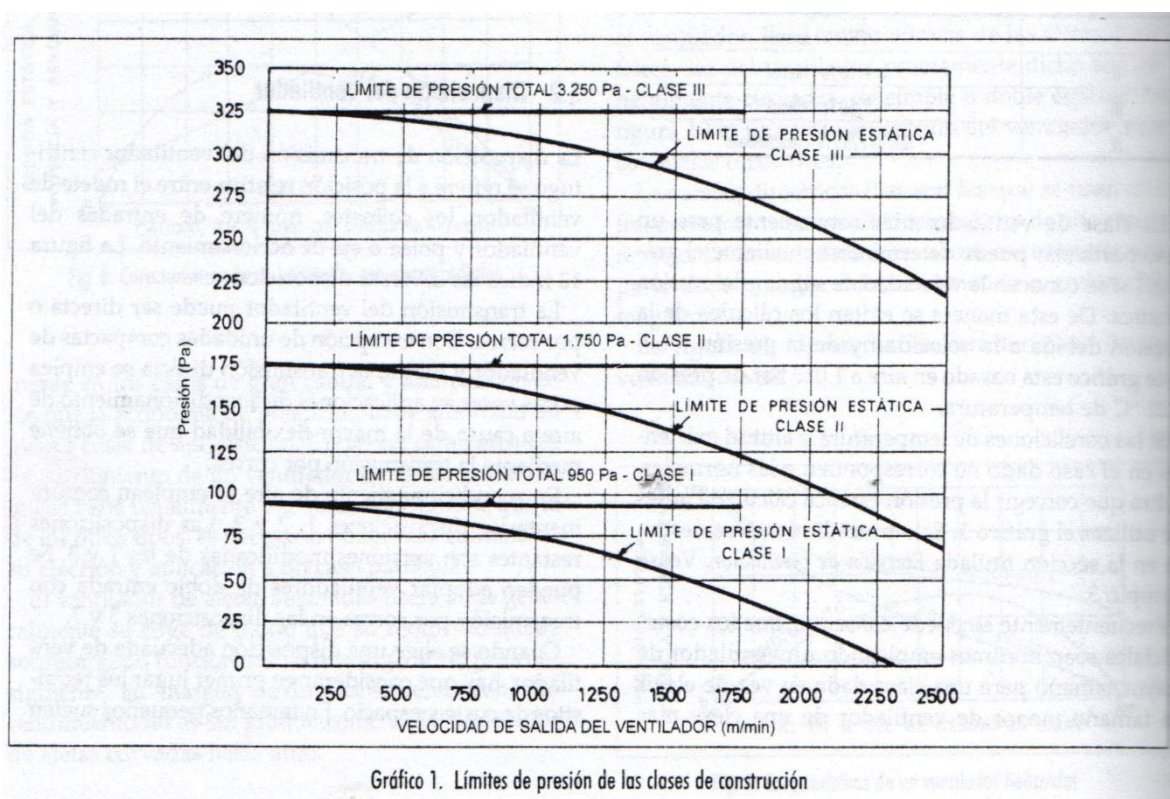
Aplicación	Máxima ocupación estimada ** P/1000 ft ² o 100 m ²	Requerimientos de aire exterior				Comentarios
		cfm/persona	L/s·persona	cfm/ft ²	L/s·m ²	
Cuartos de pacientes	10	25	13			Requerimientos especiales o códigos y relaciones de presurización pueden determinar mínimas ratas de ventilación y eficiencia en filtros. Procedimientos que generan contaminación pueden requerir ratas más altas.
Procedimiento Médico	20	25	13			
Salas de operación	20	15	8			
Unidades de cuidado intensivo (UCI) y recuperación	20	30	15			
Cuartos de autopsia	20	15	8	0.50	2.50	El aire no debe ser recirculado a otros espacios.
Terapia física	20	15	8			

*La tabla E-1 prescribe ratas requeridas de suministro de aire exterior para una CAI. Estos valores han sido seleccionados para diluir los bio-efluentes humanos y otros contaminantes con un adecuado margen de seguridad y para tener en cuenta las variaciones de salud entre personas y niveles variados de actividad.

** Espacio neto ocupable.

Estándar (2007) ANSI/ASHRAE 62.1, USA.

Tabla Anexo 19. Límite de Presión para Clases de Ventiladores.

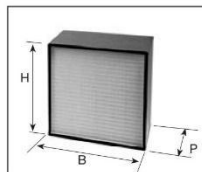


Carrier (2009) "Manual de Aire Acondicionado, ediciones técnicas Marcombo, España."

Tabla Anexo 20. Filtro HEPA - Astrovent.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

MARCO GALVANIZADO



ref. AVGVP/AVGVPP

SELECCIONADO

Referencia AVGVP/AVGVPP	Dimensiones (mm)			Eficacia (MPPS E%)	Clase EN 1822	Caudal (m ³ /h)	ΔP inicial Pa	Sup. Filtrante m ²
	H	B	P					
AVGVPI21206H13	305	305	150	99,95%	H-13	325	250	2,8
AVGVPI22406H13	610	305	150			655		5,65
AVGVPI181806H13	457	457	150			740		6,36
AVGVPI182406H13	610	457	150			990		8,52
AVGVPI232306H13	595	595	150			1260		10,85
AVGVPI242406H13	610	610	150			1320		11,4
AVGVPI243006H13	610	762	150			1655		14,27
AVGVPI243606H13	610	915	150			1990		17,15
AVGVPI244806H13	610	1220	150			2675		23,08
AVGVPP080806H13	203	203	150	99,95%	H-13	175	250	1,5
AVGVPP121206H13	305	305	150			400		3,44
AVGVPP122406H13	610	305	150			805		6,93
AVGVPP181806H13	457	457	150			910		7,8
AVGVPP182406H13	610	457	150			1215		10,44
AVGVPP242406H13	610	610	150			1625		13,97
AVGVPP243006H13	610	762	150			2035		17,05
AVGVPP243606H13	610	915	150			2445		21
AVGVPP244806H13	610	1220	150			3265		28,05
AVGVPI21211H13	305	305	292	99,95%	H-13	445	250	4,12
AVGVPI22411H13	610	305	292			895		8,3
AVGVPI181811H13	457	457	292			1005		9,35
AVGVPI182411H13	610	457	292			1350		12,52
AVGVPI232311H13	595	595	292			1715		15,93
AVGVPI242411H13	610	610	292			1805		16,75
AVGVPI243011H13	610	762	292			2260		20,96
AVGVPP121211H13	305	305	292	99,95%	H-13	660	250	6,19
AVGVPP122411H13	610	305	292			1330		12,48
AVGVPP181811H13	457	457	292			1495		14,05
AVGVPP182411H13	610	457	292			2000		18,81
AVGVPP232311H13	595	595	292			2550		23,94
AVGVPP242411H13	610	610	292			2680		25,17
AVGVPP243011H13	610	762	292			3355		31,5

(Otras dimensiones consultar)

Límite de funcionamiento

- Temperatura máxima: 80°C servicio continuo.
- Humedad relativa: 100%
- Pérdida de carga final recomendada: 600 Pa.

CONTROL/CERTIFICACION DE LOS ASTROVEN

Los controles de calidad de nuestra fabricación al término de esta, son de máxima prioridad para poder verificar su grado de filtración y su pérdida de carga.

Para poder garantizar el buen rendimiento de nuestros filtros, estos son sometidos el 100% a un test individual mediante aerosol (DEHS) a fin de verificar el grado de filtración global, caudal nominal y su pérdida de carga según la norma **EN 1822**.

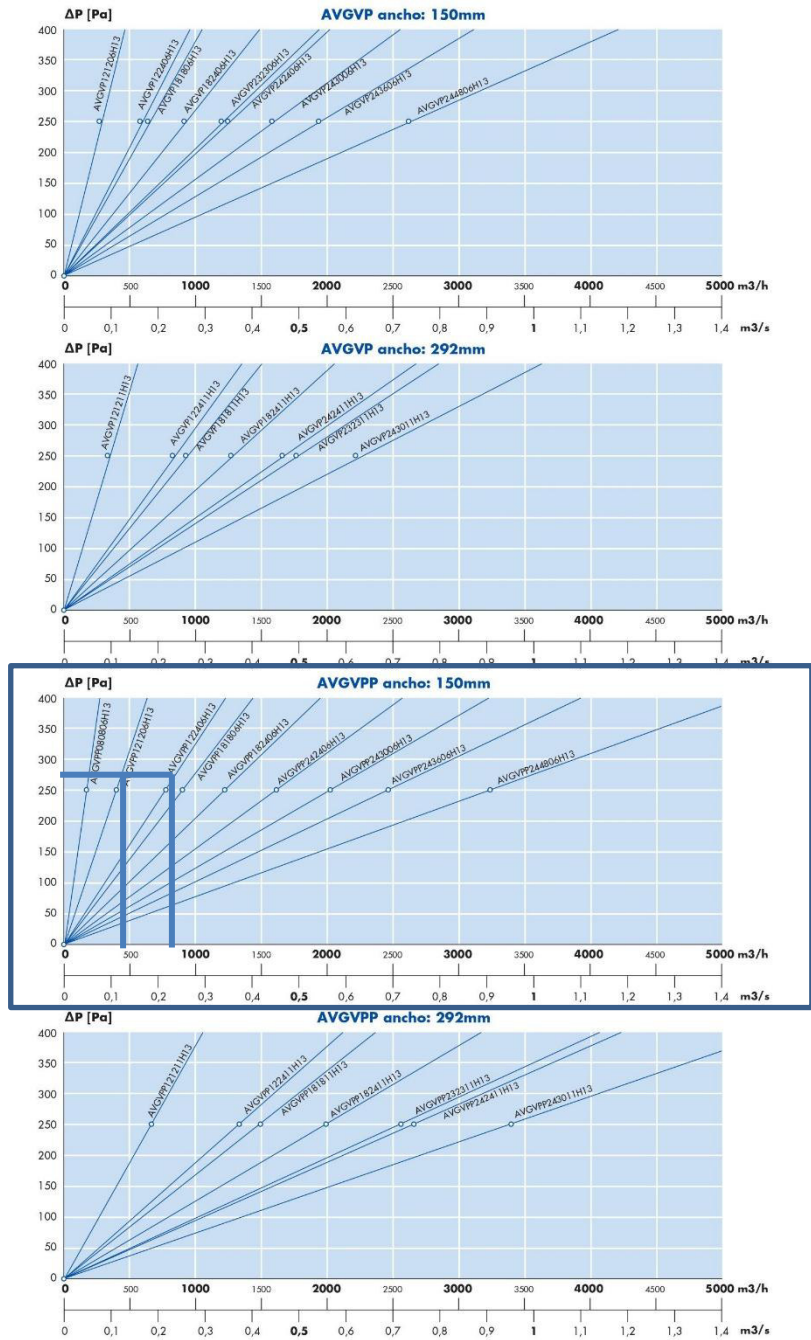
Una vez realizados estos ensayos, cada filtro llevará una etiqueta de control en la que se indicará su número de serie, su rendimiento y pérdida de carga correspondiente al caudal de ensayo.

Cada filtro estará provisto de su certificado de prueba individual.

Extraído de: Catálogos de Filtros Marca VentFilter, “<https://www.venfilter.es/productos>”

Tabla Anexo 21. Caída de Presión - HEPA.

FUNCIÓN DE LA PÉRDIDA DE CARGA RESPECTO AL CAUDAL



Extraído de: Catálogos de Filtros Marca VentFilter, “<https://www.venfilter.es/productos>”

Tabla Anexo 22. Filtro Tipo Bolsa - VentFilter.

PÉRDIDA DE CARGA FINAL

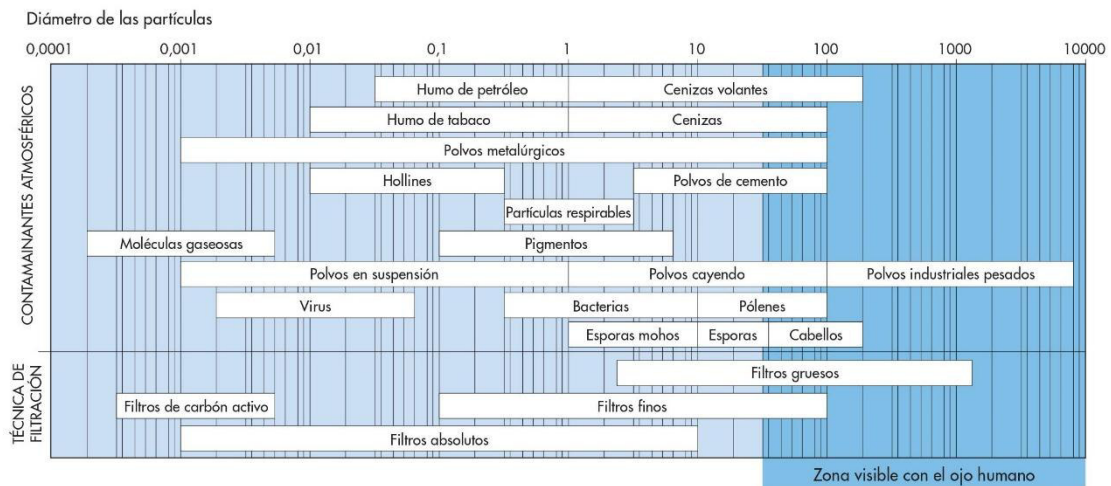
Los filtros Bio-Bag están sometidos a la prueba según la norma EN 779:2002.
La pérdida de carga recomendada final es 450Pa.

APLICACIONES

Debido al tratamiento antimicrobial que inhibe el crecimiento de hongos, bacterias y su gran resistencia mejora la calidad en las instalaciones HVAC tales como:

- En equipos de aire acondicionado (Climatizadores, cajas de ventilación, etc)
- Sistemas de Acondicionamiento de Aire (Edificios de Oficinas, Centros Telefónicos, Grandes Superficies, Hospitales, Aeropuertos, Museos)
- Procesos Industriales (Industria Farmacéutica, Alimenticia, Óptica, Veterinaria, etc.)
- Como prefiltro de filtros Hepa y Ulpa.

DIAGRAMA DEL TAMAÑO DE CONTAMINANTES ATMOSFÉRICOS Y TÉCNICAS DE FILTRACIÓN



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Dimensiones estándar de los marcos metálicos

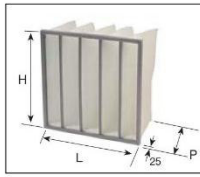
SELECCIONADO

Dim. (mm) LxH	592x287	287x287	287x592	490x592	592x592	287x892	490x892	592x892	892x287
Nº Bolsas	6-8 10-12	3-4 5-6	3-4 5-6	5-6 8-10	6-8 10-12	3-4 5-6	5-6 8-10	6-8 10-12	10-12 15-18
Caudal Máx. m³/h	1700 2100	850 1000	1700 2100	2800 3550	3400 4250	2550 3150	4200 5350	5100 6450	4300 5400

Extraído de: Catálogos de Filtros Marca VentFilter, "<https://www.venfilter.es/productos>"

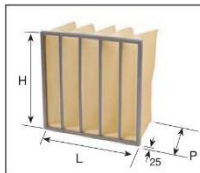
Tabla Anexo 23. Filtro Bolsa y Caída de presión.

BIO-BAG ≥95% (F-9)



Código Ref. LxH	Profundidad (mm)	N.º bolsas X filtro	Eficacia media % (Em)	Clase EN 779:2002	Caudal nominal m³/h	ΔPa inicial	Superficie filtrante m²
592x592							
BB924241508	380	8	≥95%	F-9	3400	276	3.75
BB924242106	535	6			3400	260	3.97
BB924242108	535	8			3400	194	5.29
BB924242110	535	10			3400/4250	190/240	6.61
BB924242506	635	6			3400	204	4.71
BB924242508	635	8			3400	163	6.28
BB924242510	635	10			3400/4250	142/180	7.85
492x592							
BB920242108	535	8	≥95%	F-9	2800/3550	167/200	4.43
BB920242508	635	8			2800/3550	140/170	5.25
287x592							
BB912241504	380	4	≥95%	F-9	1700	276	1.88
BB912242104	535	4			1700	194	2.65
BB912242105	535	5			1700/2100	190/240	3.30
BB912242504	635	4			1700	163	3.14
BB912242505	635	5			1700/2100	142/180	3.92
287x287							
BB912121504	380	4	≥95%	F-9	850	276	1
BB912122104	535	4			850	190	1.41
BB912122504	635	4			850	163	1.68

BIO-BAG ≥ 90% (F-8)



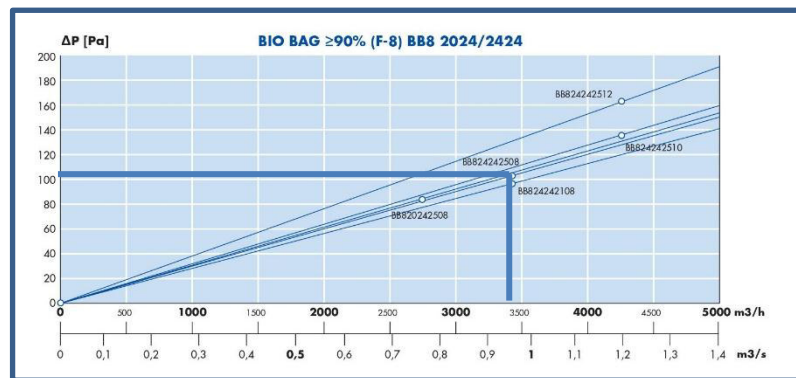
Código Ref. LxH	Profundidad (mm)	N.º bolsas X filtro	Eficacia media % (Em)	Clase EN 779:2002	Caudal nominal m³/h	ΔPa inicial	Superficie filtrante m²
592x592							
BB824241506	380	6	≥90%	F-8	3400	129	2.82
BB824241508	380	8			3400	119	3.75
BB824242106	535	6			3400	127	3.97
BB824242108	535	8			3400/4250	95/124	5.29
BB824242110	535	10			3400/4250	83/100	6.61
BB824242506	635	6			3400	139	4.71
BB824242508	635	8			3400/4250	104/134	6.28
BB824242510	635	10			3400/4250	97/130	7.85
BB824242512	635	12			3400/4250	140/164	9.42
BB824242906	735	6			3400	113	5.45
BB824242908	735	8			3400/4250	92/128	7.27
492x592							
BB820241508	380	8	≥90%	F-8	2800/3550	102/125	3.14
BB820242106	535	6			2800	127	3.47
BB820242108	535	8			2800/3550	89/99	4.43
BB820242506	635	6			2800	139	4.12
BB820242508	635	8			2800/3550	87/110	5.25
287x592							
BB812241503	380	3	≥90%	F-8	1700	129	1.41
BB812241504	380	4			1700	119	1.88
BB812242103	535	3			1700	127	1.99
BB812242104	535	4			1700/2100	97/124	2.65
BB812242105	535	5			1700/2100	83/100	3.30
BB812242503	635	3			1700	139	2.36
BB812242504	635	4			1700/2100	104/134	3.14
BB812242505	635	5			1700/2100	97/130	3.92
BB812242903	735	3			1700	113	2.73
BB812242904	735	4			1700/2100	92/128	3.63
287x287							
BB812121504	380	4	≥90%	F-8	850	119	1
BB812122104	535	4			850	97	1.41
BB812122504	635	4			850	102	1.68

SELECCIONADO

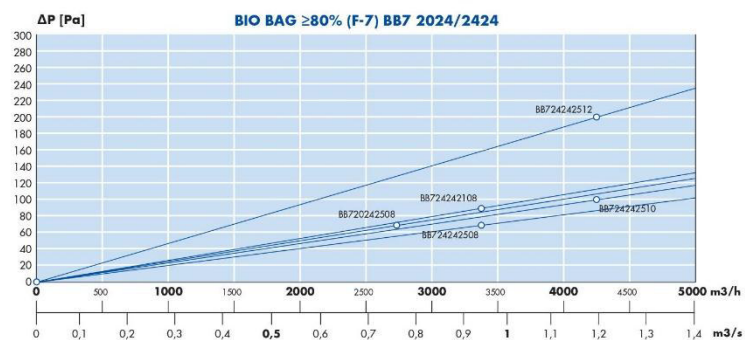
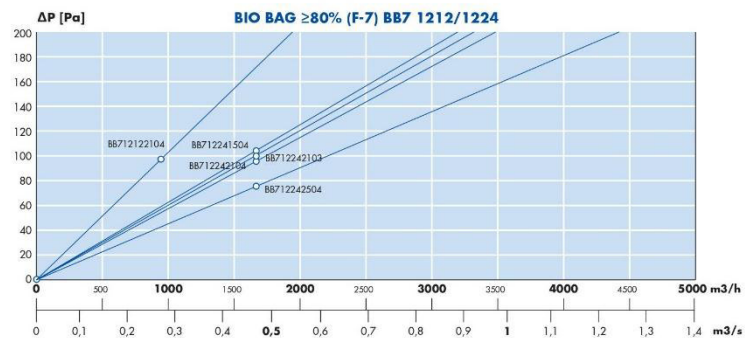
Extraído de: Catálogos de Filtros Marca VentFilter, “<https://www.venfilter.es/productos>”

Tabla Anexo 24. Curvas de caída de presión de Filtros Bolsa.

FUNCIÓN DE LA PÉRDIDA DE CARGA RESPECTO AL CAUDAL



SELECCIONADO



Extraído de: Catálogos de Filtros Marca VentFilter, “<https://www.venfilter.es/productos>”

Tabla Anexo 25. Filtro Corrugado - VentFilter.

FILTROS DE SUPERFICIE QUEBRADA (METÁLICO)

INFORMACIÓN GENERAL

Son filtros diseñados para instalaciones donde se requiere caudales de aire elevados en el menor espacio posible.

CONSTRUCCIÓN

Marco de acero galvanizado, el tejido filtrante de fibra sintética autoextinguible, plegada en quebrada entre dos mallas metálicas galvanizadas, en ambas caras. Este paquete filtrante se aloja dentro del marco galvanizado.

APLICACIONES

Son filtros contruidos para obtener una mayor superficie filtrante, reduciendo la superficie frontal adecuados en centrales de tratamiento de aire.

EFICACIA

Para estas células existen tres grados de filtración:

- $80 \leq Am < 90\%$ Ashrae Gravimétrico (EU-3). (EN 779:2002 G-3)
- $90\% \leq Am$ Ashrae Gravimétrico (EU-4). (EN 779:2002 G-4)
- $40 \leq Em < 60\%$ Ashrae Dust Spot (EU-5). (EN 779:2002 F-5)

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

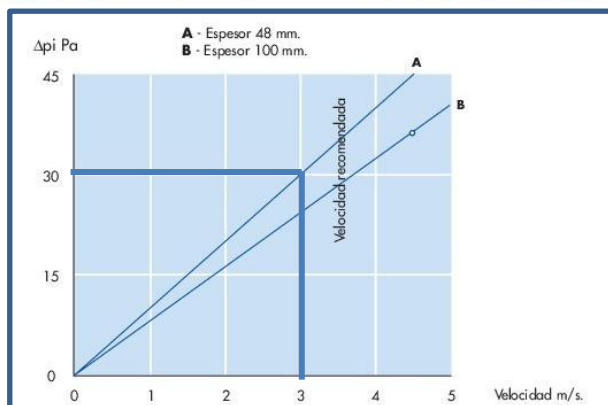
- $80 \leq Am < 90\%$ Ashrae gravimétrico (EU-3). (EN 779:2002 G-3)

P = Espesor 48 mm.					
QM Referencia	Dimensiones LxH	V. frontal 2 m/s.		V. frontal 3 m/s.	
		(m³/h)	p.d.c.	(m³/h)	p.d.c.
QM162002G3	395x495	1.260	22 Pa.	1.900	30 Pa.
QM162502G3	395x625	1.600		2.400	
QM202002G3	495x495	1.600		2.400	
QM202502G3	495x625	2.020		3.030	
QM242402G3	595x595	2.280		3.420	
QM122402G3	287x595	1.040		1.560	

P = Espesor 100 mm.					
QM Referencia	Dimensiones LxH	V. frontal 3 m/s.		V. frontal 4.5 m/s.	
		(m³/h)	p.d.c.	(m³/h)	p.d.c.
QM162004G3	395x495	1.900	25 Pa.	2.850	35 Pa.
QM162504G3	395x625	2.400		3.600	
QM202004G3	495x495	2.400		3.600	
QM202504G3	495x625	3.030		4.550	
QM242404G3	595x595	3.420		5.130	
QM122404G3	287x595	1.560		2.340	

SELECCIONADO

FUNCIÓN DE LA PÉRDIDA DE CARGA RESPECTO AL CAUDAL





Extraído de: Catálogos de Filtros Marca VentFilter, “<https://www.venfilter.es/productos>”

Tabla Anexo 26. Filtro Sintético - VentFilter.

MEDIAS FILTRANTES SINTÉTICAS

INFORMACIÓN GENERAL

Tejido denominado sin tejer (now woven), está formado por diferentes capas, compuestas por fibras tenaces, de grosor variable, impregnadas de modo permanente mediante resina sintética o fibras termofundentes. Esta disposición de las mismas con una densidad variable, permite aumentar la eficacia y la capacidad de acumulación de polvo. A veces se usan fibras huecas para conseguir mayor volumen (capacidad de retención de polvo), con un mayor gramaje.

Referencias	VSB-100	VSB-150	VSB-200
	EU 2 G-2	EU 3 G-3	EU 4 G-4
Clase de filtración según DIN 24185.			
Clase de filtración según EN779.			
APLICACIONES	Acondicionadores de ventana, fan-coils, generadores de aire caliente.		
CARACTERÍSTICAS	Acondicionadores autónomos, unidades de climatización y ventilación, campanas extractoras de humos y cabinas de pintura.		
Rendimiento Ashrae gravimétrico.	74%		
Rendimiento Ashrae Dust Spot.	88%		
Diferencia de presión inicial a final Pa.	91%		
Velocidad de paso inicial, nominal m/s.	15 hasta 250 Pa.		
	22 hasta 250 Pa.		
	37 hasta 250 Pa.		
Autoextinguible según DIN 53438 F-1			
Temperatura de trabajo.	100° C		
Regenerable.	SI		
Método de ensayo Ashrae gravimétrico.	VSB-100		
Composición de polvo sintético:	VSB-150		
72% Sílice	VSB-200		
23% Hollín	Retención de polvo gr/m²		
5% Fibras de algodón	A%		
Granulometría de la sílice:	Grado de separación %		
39% de 0 a 5 micras	Diferencia de presión (Pa)		
18% de 5 a 10 micras	Velocidad nominal (m/s)		
16% de 10 a 20 micras	Velocidad nominal (m/s)		
18% de 20 a 40 micras	Velocidad nominal (m/s)		
9% de 40 a 80 micras	Velocidad nominal (m/s)		
Concentración 70 mg/m³.	Velocidad nominal (m/s)		
Forma de suministro			

1. Diferencia de Presión según velocidad nominal (m/s) (Pérdida de carga inicial en Pa).
2. Diferencia de Presión según concentración de polvo (Pérdida de carga final en Pa).
3. Grado de separación A% (Rendimiento medio Ashrae gravimétrico según concentración de polvo).

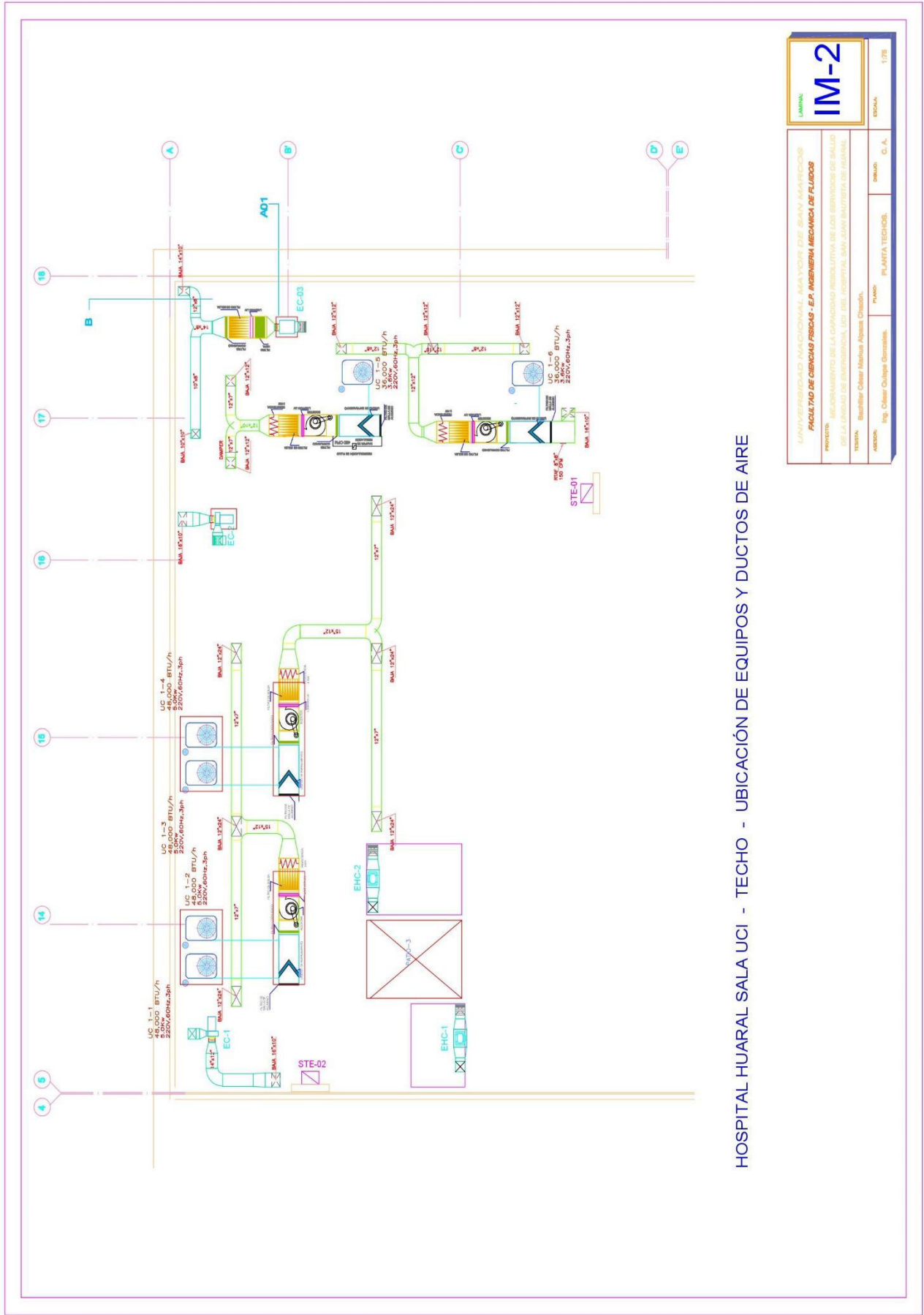
Extraído de: Catálogos de Filtros Marca VentFilter, “<https://www.venfilter.es/productos>”

PLANOS

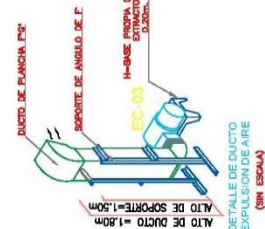
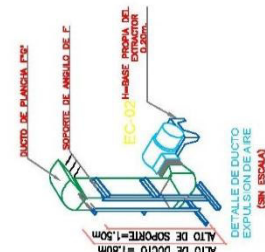
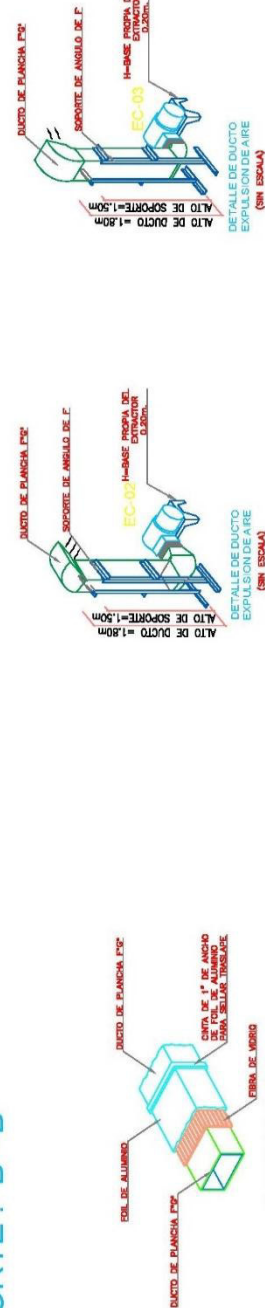
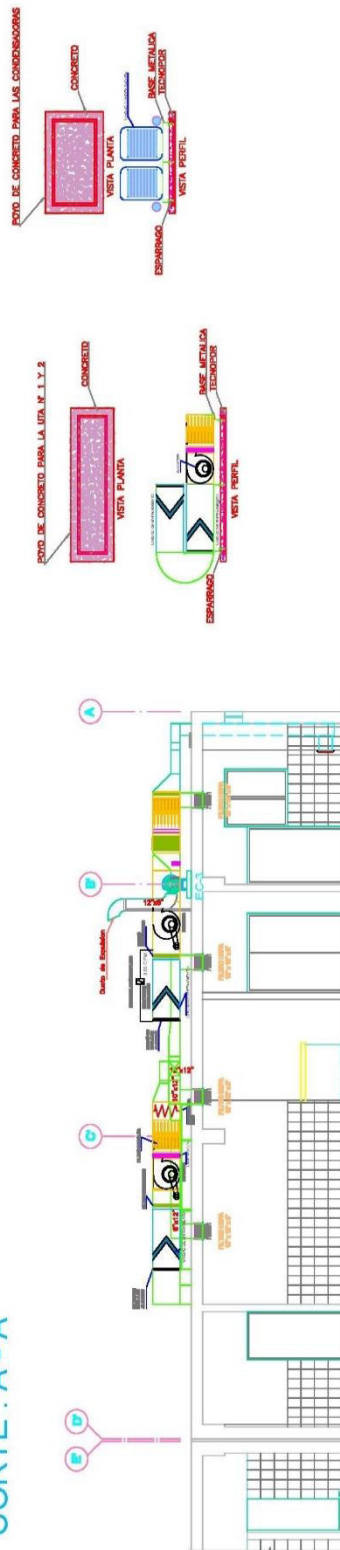
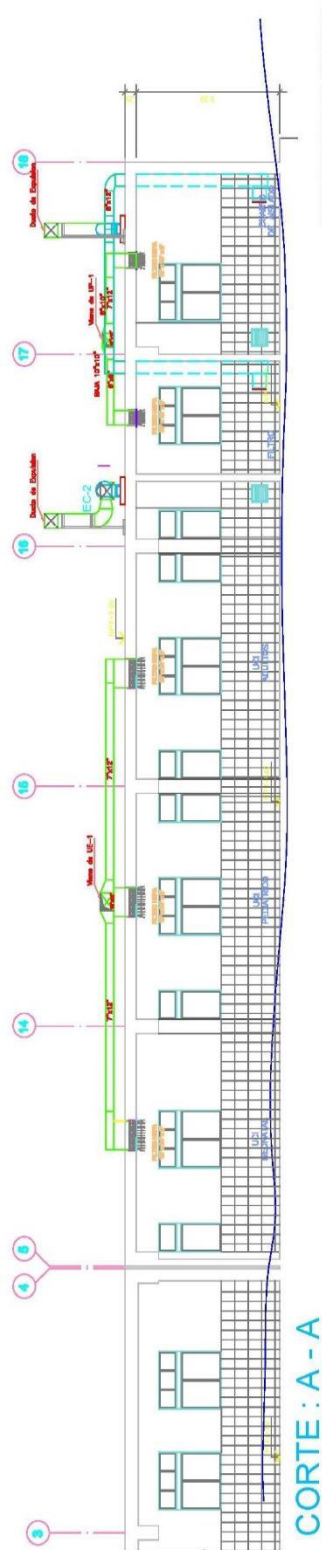
- IM-01:*** Modelo de tratamiento de aire, 1ra Planta.
- IM-02:*** Modelo de tratamiento de aire, Techos.
- IM-03:*** Modelo de tratamiento de aire, Cortes y Detalles.
- IM-04:*** Modelo de tratamiento de aire, Notas, Tablas, Detalles y Leyenda.
- IM-05:*** Modelo de tratamiento de aire, Isométricos.



Pág. 151

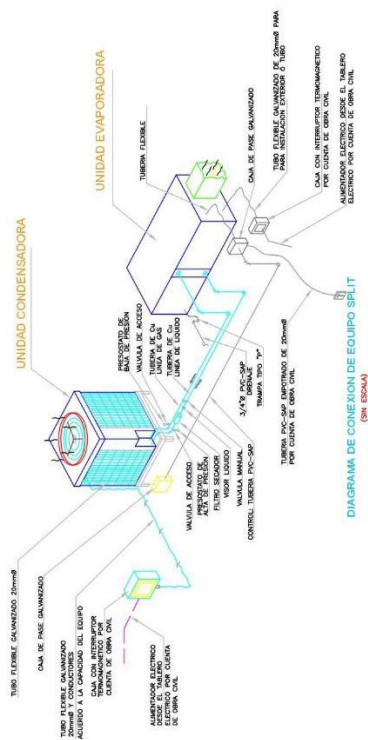


UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS		IM-2	
PROYECTO: MEJORAMIENTO DE LA CAPACIDAD RESOLUTIVA DE LOS SERVICIOS DE SALUD DE LA UNIDAD DE EMERGENCIAS DEL HOS. HUARAL, SAN JUAN BAUTISTA DE HUARAL.		ESCALA: 1/32	
TÍTULO: Instalación de Equipos y Ductos de Aire		AUTOR: Ing. César Chávez	
REVISOR: Ing. César Chávez		FECHA: 10/05/2023	
PROYECTO: MEJORAMIENTO DE LA CAPACIDAD RESOLUTIVA DE LOS SERVICIOS DE SALUD DE LA UNIDAD DE EMERGENCIAS DEL HOS. HUARAL, SAN JUAN BAUTISTA DE HUARAL.		C. A.	



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE SAN MARCOS			
PROYECTO DE CIENCIA FÍSICA - EJA INGENIERIA MECANICA DE FLUIDOS			
PRESENCIA			
OBJETIVO			
CONTENIDO			
AUTORES			
FECHA			
LUGAR, CATEGORÍA, SÍMBOLO		C. A.	
CÓDIGO		128	

Pág. 155



SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
	DUCTO DE PL DE 6.0 M DE DIÁMETRO DE EJE
	DUCTO DE PL DE 6.0 M DE ESPESOR DE PARED
	ELECTRO HEPA TERMINAL UNIPOLAR H-13
	REJILLA DE EXTRACCIÓN DE AIRE
	RESACA EN PARED
	PUNTO DE DRENAJE DE 3W DE DIÁMETRO
	TERMOPUNTO DE AMBIENTE A 150M S.M.P.T.
	HUMECTADO - HANOJO 2580N A 150M S.M.P.T.
	MANÓMETRO DIFERENCIAL DEL SISTEMA A 60 X 7 C.A. A 150M S.M.P.T.
	BUS CABLEADO ELÉCTRICO PARA LOS EQUIPOS DE SALA
	PUNTO DE ALIMENTACIÓN ELÉCTRICA DE ÁREA DE CABINA OVAL

NOTA: TODOS LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO TRABAJARÁN EN 220V-3F-60 HZ
TODAS LAS RESISTENCIAS ELÉCTRICAS SERÁN PARA TRABAJAR EN 240V-230V-3F-60 HZ

	
LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN: MECÁNICA DE FLUIDOS, MECÁNICA DE SUELOS, MECÁNICA DE ESTRUCTURAS FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS - E. P. INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS PROYECTO: ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LOS SERVIDORES DE PULPERAS DEL LA ZONILLA DE INVESTIGACIÓN, DEL 1995, EN EL MAR, EN LA ZONA NOROCCIDENTAL DEL MAR.	
TÍTULO:	Blastfisher Clear Marine Aquatic Climate.
AUTOR:	Ing. César Osipio González.
PAÍS:	PERÚ.
BOMBITECHS 3D:	BOMBITECHS 3D
C. A.:	ESCALA: 1:75